

UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE NUEVO LEÓN
FACULTAD DE CIENCIAS QUÍMICAS
SUBDIRECCIÓN DE ESTUDIOS DE POSGRADO



**DISEÑO Y SIMULACIÓN DE SISTEMAS ENERGÉTICOS SUSTENTABLES
POLIGENERATIVOS POR ABSORCIÓN PARA LA GENERACIÓN
SIMULTÁNEA DE ENERGÍA ELÉCTRICA, CALOR REVALORIZADO, Y
ENFRIAMIENTO.**

POR

DIANA ALICIA DE SANTIAGO MURILLO

**COMO REQUISITO PARCIAL PARA OBTENER EL GRADO DE
MAestrÍA EN CIENCIAS CON ORIENTACIÓN EN PROCESOS
SUSTENTABLES**

ASESOR: DR. JAVIER ALEJANDRO HERNÁNDEZ MAGALLANES

CO-ASESOR: DR. JOSÉ CAMILO JIMÉNEZ GARCÍA

AGOSTO 2025

“Diseño y simulación de sistemas energéticos sustentables poligenerativos por absorción para la generación simultánea de energía eléctrica, calor revalorizado y enfriamiento.”

Dra. Andrea Quetzalli Cerdán Pasaran
Presidente

Dr. Salvador Tututi Ávila
Secretario

Dr. José Ángel Loredó Medrano
Vocal

Dra. María Elena Cantú Cárdenas
Subdirectora de Posgrado

Agradecimientos

A mi asesor el Dr. Javier Alejandro Hernández Magallanes por darme la oportunidad de trabajar en la rama de la investigación, por todo el apoyo y la paciencia brindada, por siempre responder mis dudas, por su optimismo y por no dejarme sola en la realización de este trabajo de tesis. A mi coasesor el Dr. José Camilo Jiménez García por sus observaciones, por su tiempo en atender las dudas generadas y por sus comentarios tan valiosos.

A SECIHITI por la beca otorgada para realizar este trabajo de tesis y a la Facultad de Ciencias Químicas por brindar las herramientas para crecer profesionalmente. A la Dra. Andrea Quetzalli Cerdán Pasaran, el Dr. Salvador Tututi Ávila y el Dr. José Ángel Loredo Medrano por su tiempo y por su retroalimentación. En especial, al Dr. Carlos Javier Lucio Ortiz por las sesiones de revisión y su guía para terminar este trabajo de tesis.

Al Tecnológico de Monterrey, Campus Monterrey, al Dr. Alejandro Javier García Cuéllar y a MC. Emma Olivia Erezuma De La Hoz por permitirme ser parte de su grupo de investigación, por sus enseñanzas y su tiempo.

A mis padres por darme su apoyo incondicional en todas mis decisiones y por estar cuando los necesito. A mi hermano por levantarme el ánimo. A mi pareja por creer en mí y apoyarme a seguir adelante. A mis mascotas por su compañía nocturna.

Resumen

Título: Diseño y simulación de sistemas energéticos sustentables poligenerativos por absorción para la generación simultánea de energía eléctrica, calor revalorizado, y enfriamiento.

Número de páginas: 131

Campo de estudios: Procesos sustentables

Propósito y método de estudio:

En las últimas décadas, el crecimiento acelerado de la población y la consecuente expansión de la demanda energética han generado desafíos críticos tanto para el desarrollo humano como para la sostenibilidad ambiental. A nivel mundial, la mayor parte de la energía aún proviene de fuentes no renovables, lo que ha provocado un aumento constante en las emisiones de dióxido de carbono (CO₂), dificultando los esfuerzos por mitigar el cambio climático. En este contexto, se vuelve prioritario adoptar tecnologías energéticas más limpias, eficientes y sostenibles. Ante esta problemática, el presente trabajo propone, diseña y evalúa tres sistemas de poligeneración capaces de producir de manera simultánea energía eléctrica, calor revalorizado y enfriamiento. La evaluación se lleva a cabo mediante parámetros termodinámicos que permiten analizar el comportamiento de los sistemas bajo distintas condiciones de operación, considerando indicadores energéticos (como la eficiencia de primera ley), exergéticos (eficiencia de segunda ley e irreversibilidades) y ambientales (emisiones evitadas de CO₂). El Ciclo I, diseñado para la producción simultánea de energía eléctrica y térmica, produce 1,495 kW eléctricos y 13,202 kW térmicos, destaca por su elevada eficiencia exergética 0.85 y energética 0.20, así como por presentar las menores irreversibilidades 665 kW, evitando hasta 34,157 tCO₂eq anuales. El Ciclo II, se diseña para tener una doble producción de energía eléctrica aprovechando el calor revalorizado que se produce internamente en el proceso. Comparado con el Ciclo I, este sistema se caracteriza por alcanzar menores eficiencias exergéticas 0.69 y energéticas 0.13 (21 % y 35 % inferiores), sin embargo, incrementa casi 2 veces la generación eléctrica alcanzando 2,873 kW, y por ende evita hasta 38,667 tCO₂eq al año, demostrando un mayor beneficio ambiental. Finalmente, el Ciclo III, con un desempeño comparable al Ciclo II obtiene eficiencias exergéticas y energéticas de 0.69 y 0.13 respectivamente, integra producción de refrigeración (662 kW) y genera energía eléctrica (2,676 kW), evitando hasta 38,667 tCO₂eq anuales. Los resultados obtenidos permiten caracterizar integralmente la viabilidad termodinámica y ecológica de las configuraciones propuestas.

Contribución y conclusión:

A partir del siguiente trabajo se puede concluir que los tres ciclos analizados demuestran el potencial de los sistemas de poligeneración para maximizar el aprovechamiento exergético y minimizar el impacto ambiental. La elección óptima depende del tipo de aplicación, pero los resultados confirman que estos sistemas constituyen una alternativa técnica y ambientalmente viable para avanzar hacia un modelo energético más eficiente y sustentable.

Tabla de contenido

CAPÍTULO 1: Introducción	1
1.1 Panorama mundial energético y ambiental	1
1.2 Situación energética en México	4
1.3 Energías renovables y sustentabilidad	6
1.4 Sistemas de absorción	10
1.5 Aportación científica	12
1.6 Hipótesis	12
1.7 Objetivo general	12
1.8 Objetivos específicos	13
1.9 Metas	13
1.9.1 Metas científicas	13
1.9.2 Metas académicas	13
1.10 Metodología de trabajo	13
CAPÍTULO 2: Antecedentes	15
2.1 Antecedentes de los sistemas de absorción para ciclos poligenerativos	15
2.1.1 Inicios	15
2.1.2 Propuestas recientes	19
2.2 Fluidos de trabajo	27
2.2.1 AHP	27
2.2.2 ORC	28
2.2.3 Refrigeración por compresión	30
2.3 Parámetros termodinámicos y ambientales	32
CAPÍTULO 3: Modelación termodinámica de los sistemas de poligeneración	37
3.1 Propuestas de sistemas poligenerativos	37
3.1.1 Ciclo I generación simultánea de energía y calor revalorizado	37
3.1.2 Ciclo II generación simultánea de energía, calor revalorizado y ciclo ORC	42
3.1.3 Ciclo III generación simultánea de energía, calor revalorizado, ciclo ORC y refrigeración	45
CAPÍTULO 4: Análisis de resultados	49
4.1 Ciclo I: Generación simultánea de electricidad y calor revalorizado	49
4.1.1 Efecto de las concentraciones de trabajo sobre el desempeño del sistema	49
4.1.2 Evaluación de la eficiencia exergética	55
4.1.3 Parámetros de desempeño Ciclo I	72
4.2 Ciclo II producción doble de energía eléctrica a través de bomba de calor modificada y ORC regenerativo	83

4.2.1 Parámetros de desempeño Ciclo II	83
4.3 Ciclo III producción doble de energía eléctrica y efecto de refrigeración	92
4.3.1 Parámetros de desempeño Ciclo III	92
CAPÍTULO 5: Análisis comparativo entre sistemas convencionales y los Ciclos propuestos	100
5.1 Sistemas individuales	100
5.2 Análisis Comparativo I (operación bajo mismas condiciones operativas)	102
5.3 Análisis Comparativo II (operación bajo mismas capacidades de producción)	105
CAPÍTULO 6: Conclusiones	110
6.1 Conclusiones generales	110
6.2 Trabajo a futuro.....	113
Anexo A: Metodología para el Cálculo de Emisiones de CO ₂ Evitadas	114
Bibliografía	118

Lista de abreviaturas

AHP	Bomba de calor de absorción (Absorption Heat Pump)
AHPT	Transformador bomba de calor de absorción (Absorption Heat Pump Transformer)
AHT	Transformador de calor de absorción (Absorption Heat Transformer)
CCV	Ciclo de compresión de vapor
COP	Coefficiente de rendimiento (Coefficient of Performance)
CRCV	Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor
CRR	Ciclo Rankine con recalentamiento
GTL	Elevación Bruta de Temperatura
GWP	Potencial de Calentamiento Global
ODP	Potencial de Agotamiento de Ozono
ORC	Ciclo orgánico Rankine
RF	Relación de flujos
RP	Relación de presiones
η_B	Eficiencia de la Bomba
η_{Ex}	Eficiencia exergética
η_I	Primera ley
η_R	Eficiencia del Regenerador
η_T	Eficiencia de la Turbina
η_{comp}	Eficiencia del Compresor
E_c	Exergía a la salida de refrigeración
I	Irreversibilidad (kW)
\dot{Q}	Capacidad térmica (kW)
$T_{frío}$	Temperatura del efecto frigorífico (°C)
T_o	Temperatura ambiente (K)
T_{sum}	Temperatura de los suministros térmicos (°C)
\dot{W}	Potencia mecánica (kW)
\dot{m}	Flujo másico (kg/s)

h	Entalpía específica (kJ/kg)
A	Absorbedor
C	Condensador
E	Entrada
E	Evaporador
G	Generador
M	Media
P	Presión (kPa)
R	Corriente
S	Salida
T	Temperatura (°C)
b	Bomba
f	Proporción
v	Volumen específico (m ³ /kg)
x	Concentraciones
\dot{W}_T	Trabajo eléctrico producido por la turbina (kW)
\dot{W}_{comp}	Trabajo eléctrico producido por el compresor (kW)
\dot{W}_{net}	Trabajo eléctrico producido por el ciclo (kW)
\dot{X}_{QE}	Tasa de exergía correspondiente a la remoción de calor
$E_{CO_2e(N_2O)}$	Emisión de bióxido de carbono equivalente proveniente del óxido nitroso para el tipo de combustible empleado (tCO _{2e})
E_{N_2O}	Emisión de óxido nitroso para el tipo de combustible empleado (tN _{2O})
E_{CH_4}	Emisión de metano para el tipo de combustible empleado (tCH ₄)
E_{CO_2}	Emisión de bióxido de carbono para el tipo de combustible empleado (tCO ₂)
$E_{CO_2e(CH_4)}$	Emisión de bióxido de carbono equivalente proveniente del metano para el tipo de combustible empleado (tCO _{2e})
$E_{CO_2e(CO_2)}$	Emisión de bióxido de carbono equivalente proveniente del mismo gas para el tipo de combustible empleado (tCO _{2e})
V_{Comb}	Volumen consumido del tipo de combustible empleado (t)

- $Ex_{\acute{u}til}$ Exergía generada por los productos principales
- Ex_{sum} Exergía suministrada por equipos eléctricos y térmicos
- FE_{N_2O} Factor de emisión de óxido nitroso para el tipo de combustible empleado (tCO₂/MJ)
- FE_{CH_4} Factor de emisión de metano para el tipo de combustible empleado (tCO₂/MJ)
- FE_{CO_2} Factor de emisión de bióxido de carbono para el tipo de combustible empleado (tCO₂/MJ)
- PC Poder calorífico del combustible (MJ/t)
- PCG_{N_2O} Potencial de calentamiento global para el óxido nitroso (tCO₂/tN₂O)
- PCG_{CH_4} Potencial de calentamiento global para el metano (tCO₂/tCH₄)

CAPÍTULO 1: Introducción

1.1 Panorama mundial energético y ambiental

En las últimas décadas la población global ha crecido de manera exponencial, generando una gran problemática, no solo para el desarrollo humano, sino también para la sostenibilidad ambiental. La necesidad de proveer bienes esenciales para poblaciones crecientes genera aumentos en la demanda energética, resultando en el aumento progresivo de emisiones de dióxido de carbono (CO₂).

El creciente consumo de energía hace que el desafío de la transición de combustibles fósiles a fuentes de energía bajas en emisiones de carbono, en los sistemas energéticos actuales, sea más difícil. La nueva energía baja en carbono tiene que satisfacer esta demanda adicional e intentar desplazar a los combustibles fósiles existentes en la combinación energética. Tan solo en el año 2022 se reportó el consumo final de la generación de electricidad en 29,165 TWh. Como se observa en la Figura 1, las principales fuentes de alimentación fueron aquellas derivadas del combustible fósil; el carbón con 10,317 TWh y el gas natural con 6,631 TWh [1].

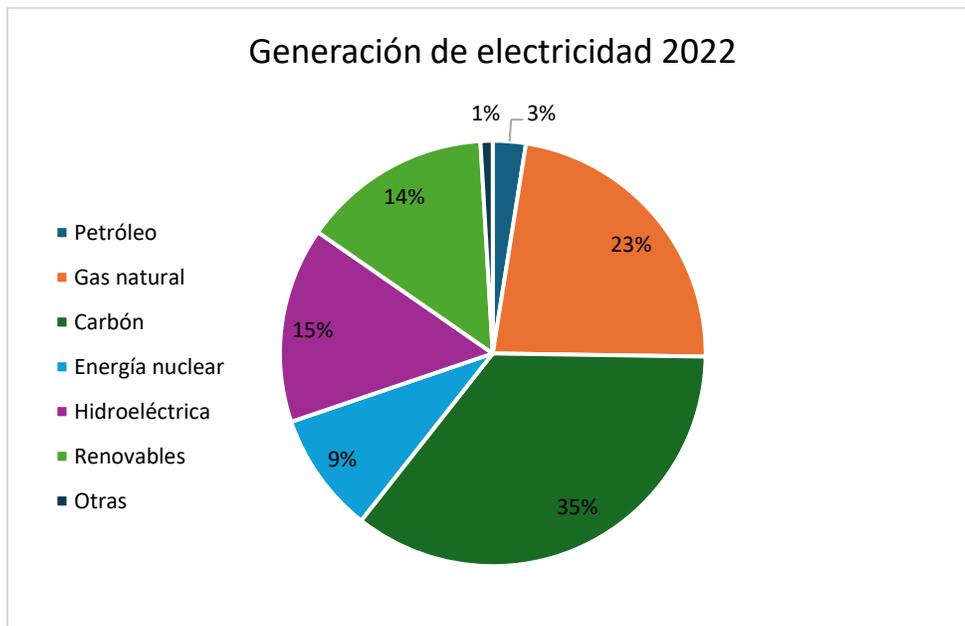


Figura 1 Generación de electricidad en 2022 por tipo de fuente [1].

La disponibilidad de la energía eléctrica y térmica es fundamental para cualquier país. Históricamente, los combustibles fósiles han dominado y continúan dominando el mercado de energía con una contribución de más del 70% a la demanda energética mundial [2]. En años recientes, las regiones que se han destacado en la producción mundial de electricidad son Europa, América del Norte y Asia, siendo el mayor contribuyente Asia, así como se observa en la Figura 2 [1].

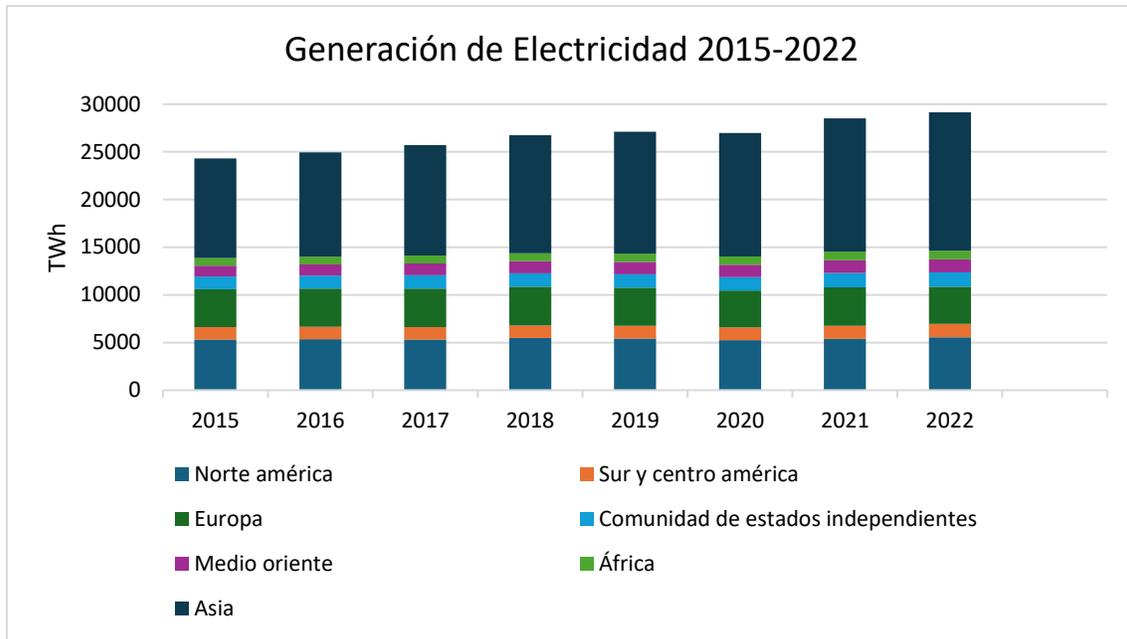


Figura 2 Generación de Electricidad por región 2015-2022 [2].

En el año 2023 se reportó la producción mundial de electricidad en 29,500 TWh, 10.6% más alta que la registrada en 2020, como se observa la tendencia en la Figura 3 se puede intuir que la producción siga en aumento [3].

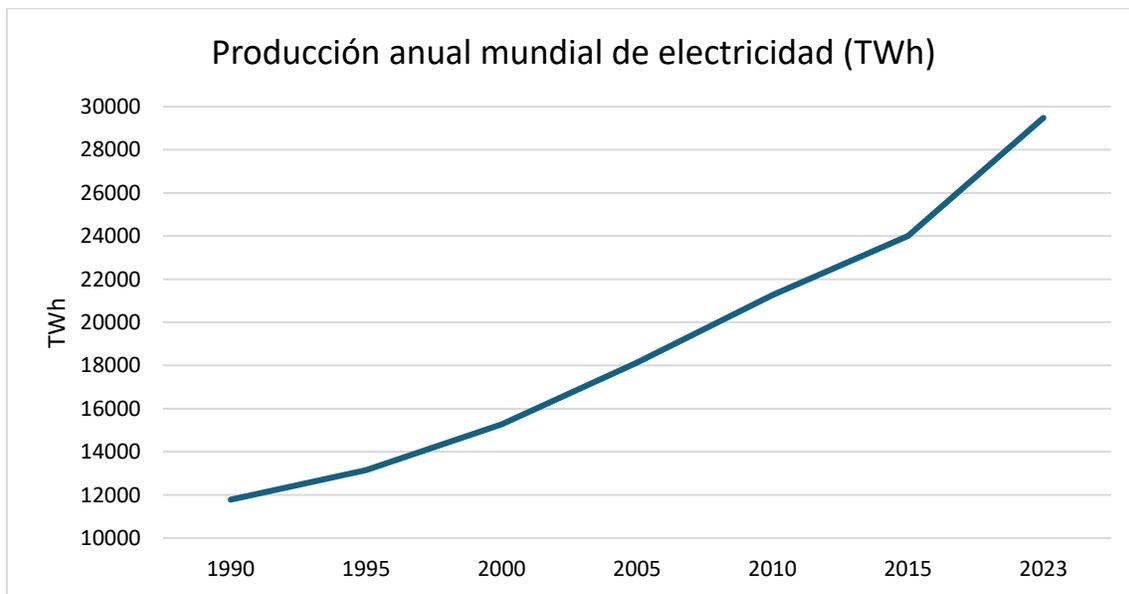


Figura 3 Electricidad producida anualmente 1990-2023, adaptado de [2].

En conjunto con el incremento de la producción de electricidad anual, se puede observar, en la Figura 4, que la tendencia de producción de gases de efecto invernadero (GEI) como el CO₂ sigue creciendo [1]. Este aumento en los GEI representa un inconveniente mayor para nosotros, resultando en un daño ambiental y humano al poner en riesgo nuestra salud y al comprometer a generaciones futuras.

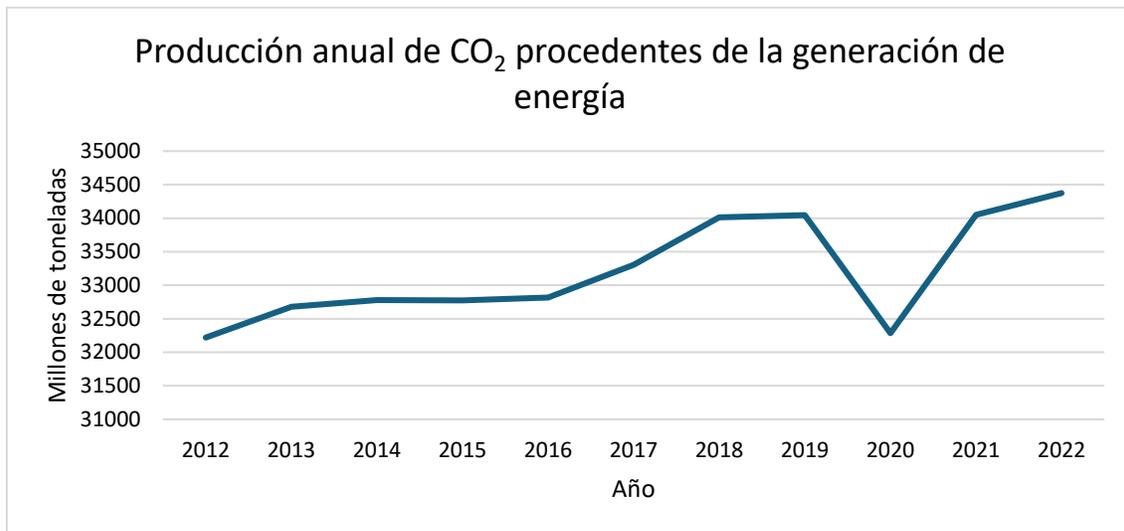


Figura 4 Producción anual de CO₂ procedentes de la generación de energía. Adaptado de [3].

Haciendo un análisis de los principales sectores que aportan a las emisiones de este gas de efecto invernadero se destacan cuatro principales, el sector de la generación de electricidad, la industria, el transporte y la vivienda. Como se aprecia en la Figura 5, se reporta que en 2022 el mayor aumento de emisiones provino del sector de generación de electricidad, con un aumento del 1.8%, equivalente a 261 Mt, alcanzando el valor más alto registrado hasta el momento de 14.6 Gigatonelada [4].

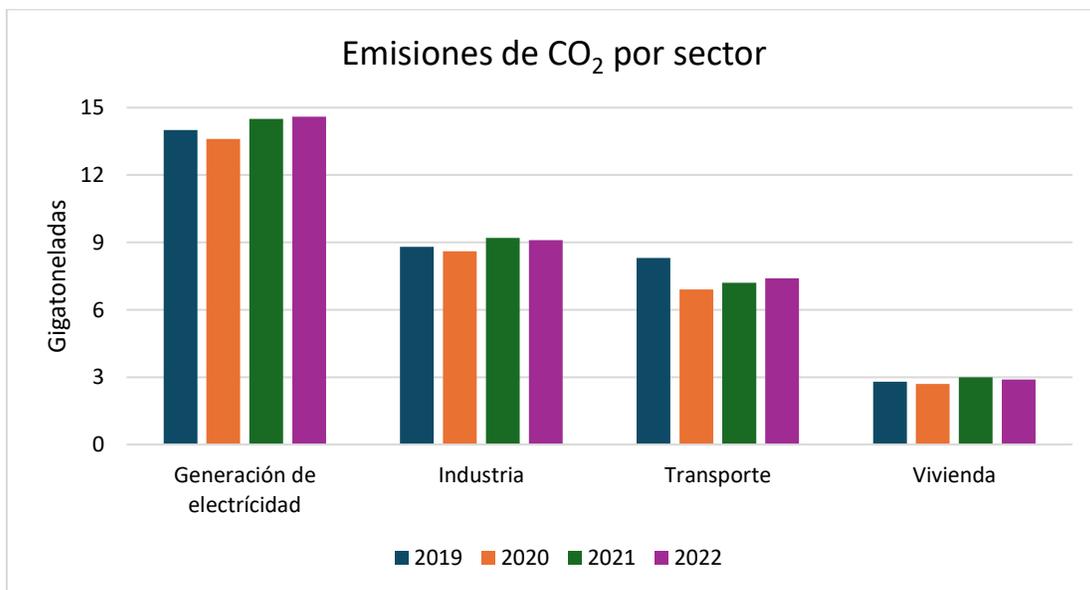


Figura 5 Emisiones globales de CO₂ mundiales por sector, 2019-2022. Adaptado de [3].

La concentración media global de CO₂ se ha incrementado en un 40% desde la era preindustrial debido, en primer lugar, a las emisiones derivadas de las actividades humanas tales como la generación de electricidad, los procesos industriales y el transporte, cuyo componente común es el uso de combustibles fósiles; y en segundo lugar por el cambio de uso del suelo. Esta condición ha intensificado el impacto del efecto invernadero en el calentamiento global que se ha experimentado

en los últimos años [5]. Según la Agencia Internacional de Energía (IEA), las emisiones globales de CO₂ relacionadas con la combustión de energía y procesos industriales aumentaron un 0.9% en 2022, alcanzando un total de más de 36.8 millones de toneladas [4].

Al ritmo actual, es probable que el calentamiento global se incremente en 1.5 °C, entre 2030 y 2052, concluye el Panel Intergubernamental de Cambio climático (IPCC), organismo científico intergubernamental de la Organización de Naciones Unidas encargado de evaluar el cambio climático [6]. En términos de emisiones, esto significa que las emisiones netas de CO₂ a nivel global, causadas por los humanos, deberán disminuir un 45% en 2030, tomando como base los niveles alcanzados en 2010 y llegar a 0 alrededor de 2050. Al reflexionar sobre ello, se podrá apreciar que se está en un momento crítico, pues se tiene un lapso de cerca de 10 años para reducir la mitad de las emisiones de hoy y con ello, elevar las posibilidades para evitar las consecuencias ya observadas del cambio climático [6].

1.2 Situación energética en México

Aunque México se encuentra dentro de las principales regiones productoras de electricidad, no es el principal aportador, como se observa en la Figura 6. Estados Unidos se destaca como principal productor con una trayectoria de diez años, seguido de Canadá y finalmente México [1].

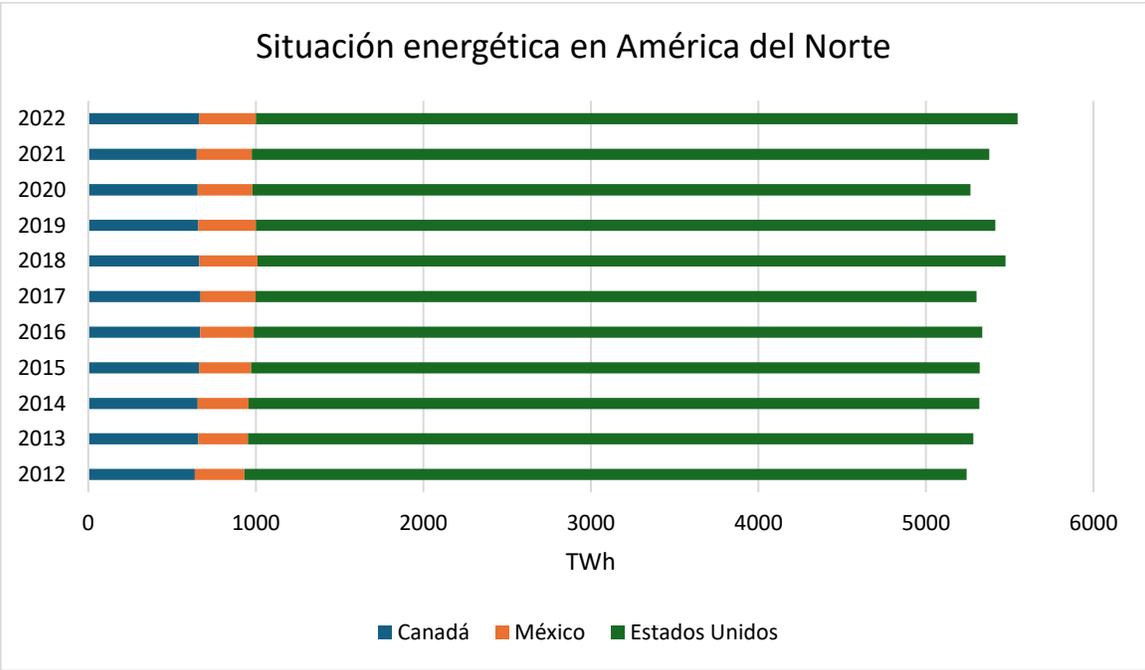


Figura 6 Generación de electricidad en América del Norte [2].

No obstante, la tendencia en México no difiere de la mundial, llegando al consumo per cápita en el 2022 de 2.8 MWh resultando en un consumo total de 354.4 TWh como se observa en la Figura 7, a su vez el aumento en las emisiones de CO₂ ha sido constante, llegando hasta un valor de 375.5 Mt en el 2021 [7].

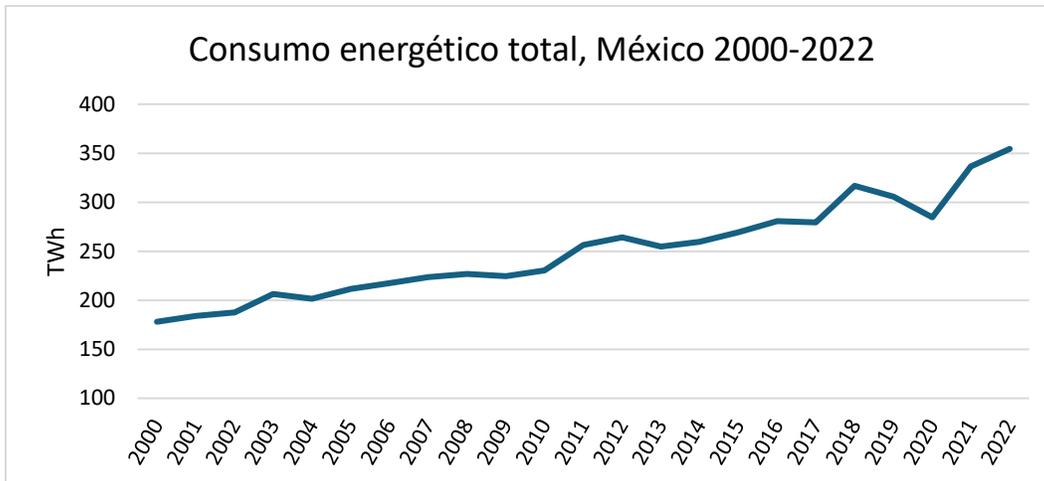


Figura 7 Consumo energético en México 2000-2022 [7].

Al buscar el crecimiento tecnológico y económico del país, la expansión de parques industriales y el crecimiento del empleo generan un incremento significativo en el consumo energético, en el 2021 el sector industrial resultó en un consumo de 617,294 TJ de electricidad. A nivel nacional, se pueden identificar cinco sectores principales que dominan el consumo energético: el sector industrial destaca como líder con una trayectoria de más de 20 años, debido a la gran cantidad de procesos industriales que requieren energía intensiva; el sector residencial, que ocupa el segundo lugar, impulsado por el aumento en la urbanización y comodidades para el estilo de vida; seguido por el sector comercial, agrícola y finalmente el de transporte, como se observa en la Figura 8 [7].

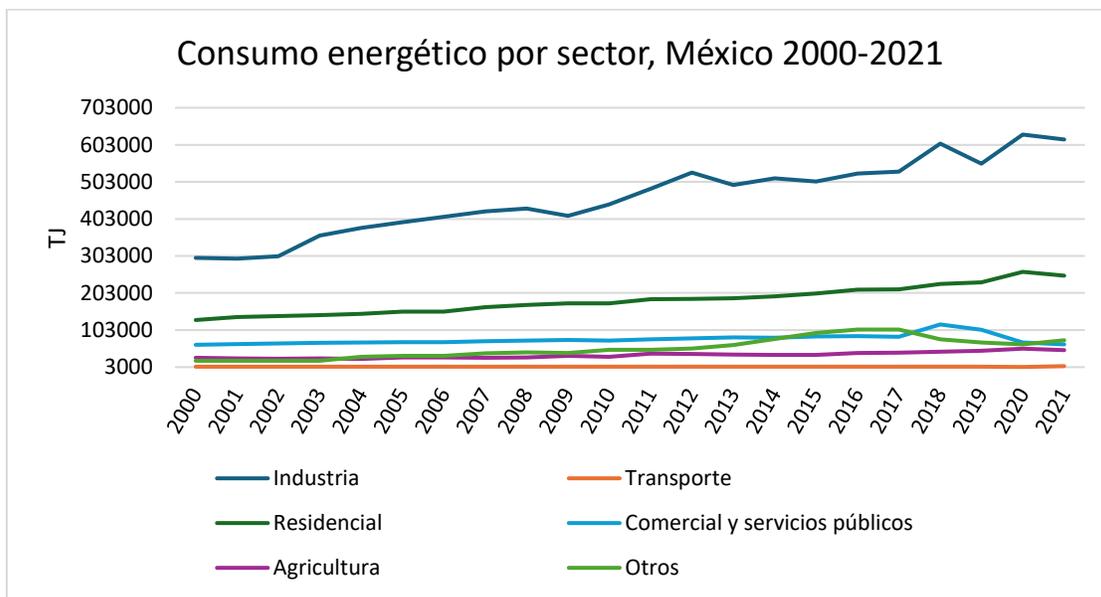


Figura 8 Consumo energético por sector en México, 2000-2021 [7].

Aunque las industrias son un componente clave del consumo energético nacional, es importante destacar que no toda esa energía se destina a la generación de electricidad. Más de la mitad de la energía consumida por el sector industrial se utiliza para la producción de calor, alrededor del 61.4%. De esta energía térmica, el 50% se emplea en la generación de altas temperaturas, esenciales para

procesos industriales como la generación de vapor en plantas energéticas, procesos metalúrgicos, industrias químicas entre otras [8].

Para comprender mejor la situación energética en México, se presenta a continuación la Tabla 1 que resume el balance general de electricidad del 2022. Entre los datos más relevantes se encuentra el consumo de electricidad y calor proveniente de diversas fuentes disponibles, alcanzando un total de 591,178 TJ. Dentro de estas, los biocombustibles sólidos primarios se destacan como la principal fuente de consumo, con un aporte de 302,137 TJ. Además, la producción bruta de electricidad y calor registró un total de 83,540 TJ, con la energía hidroeléctrica sobresaliendo, al contribuir con 35,851 TJ [9].

Tabla 1 Balance energético México 2022 [9].

2022 (en TJ)	Hydro/Marina	Eólica	Solar		Geotérmica	Biocombustibles primarios		Carbón	Eléctrica	calor	Total
			Fotovoltaica	Térmica		Sólidos	Biogás				
Energía primaria			Energía Primaria								
Generación	129064	74264	74005	60070	98160	355740	2400				793703
Importaciones								14	1720		1734
Exportaciones								-3041	-1940		-4981
Inventario (+/-)											
Oferta	129064	74264	74005	60070	98160	355740	2400	-3027	-220		790456
Diferencias						-1000			1860		-2860
Transformación y pérdidas						Transformación y pérdidas					
Eléctrica	-129064	-74264	-74005		-98160	-36540	-1224		297576		-115681
Cogeneración						-11590	-1176		3276		-9490
Carbón						-9461		4470			4991
Uso Propio									-9680		-9680
Distribución									-28383		-28383
Consumo final						Consumo final					
Total			60070			297149		1444	232516		591178
Industria			1140			62140			143798		207078
Transporte									1308		1308
Comercial			6870						16605		23475
Residencial			52060			235009		1444	58936		347448
Otros									11869		11869
Consumo (electricidad/calor incluida)						Consumo (electricidad/calor incluida)					
Total	99748	57396	57196	60070	12620	302137	568	1444			591178
Eléctrica	99748	57396	57196		12620	4989	568				232516
Uso directo				60070		297149		1444			358662
Producción bruta de electricidad y calor						Producción bruta de electricidad y calor					
Eléctrica (GWh)	35851	20629	20557		4536	1793	204				83540

Este patrón de consumo refleja no solo el constante desarrollo del país sino también la necesidad de implementar políticas ambientales eficaces. Resulta crucial avanzar en la transición hacia energías limpias y sostenibles, superando las barreras impuestas por intereses corporativos. El verdadero desafío consiste en lograr un equilibrio entre el crecimiento económico y la protección ambiental, garantizando que el uso de los recursos energéticos actuales no comprometa el bienestar de las generaciones futuras.

1.3 Energías renovables y sustentabilidad

La implementación de energías limpias es fundamental para mitigar el incremento de gases de efecto invernadero (GEI), como lo es el CO₂ a la atmósfera, un factor clave en el calentamiento global y el cambio climático. Este desafío ha sido reconocido por la comunidad internacional, dando lugar a acuerdos como el Acuerdo de París, que establece metas para la reducción de emisiones de GEI. Adoptar fuentes de energía renovable, como la solar y la eólica, no solo contribuye a cumplir con estos compromisos, sino que también promueven la sustentabilidad. Al reducir la dependencia de energías no renovables se protege el medio ambiente, preservando así los recursos naturales para generaciones futuras.

Según la Agencia Internacional de Energías Renovables (IRENA), en los últimos años la capacidad máxima de generación neta de las centrales eléctricas y la generación de energías renovables han aumentado, en 2023 la capacidad máxima de generación neta de las centrales eléctricas creció un 13.95% en comparación con 2022, con la energía hidroeléctrica y la solar emergiendo como las principales fuentes en términos de capacidad instalada, como se muestra en la Figura 9 [9].

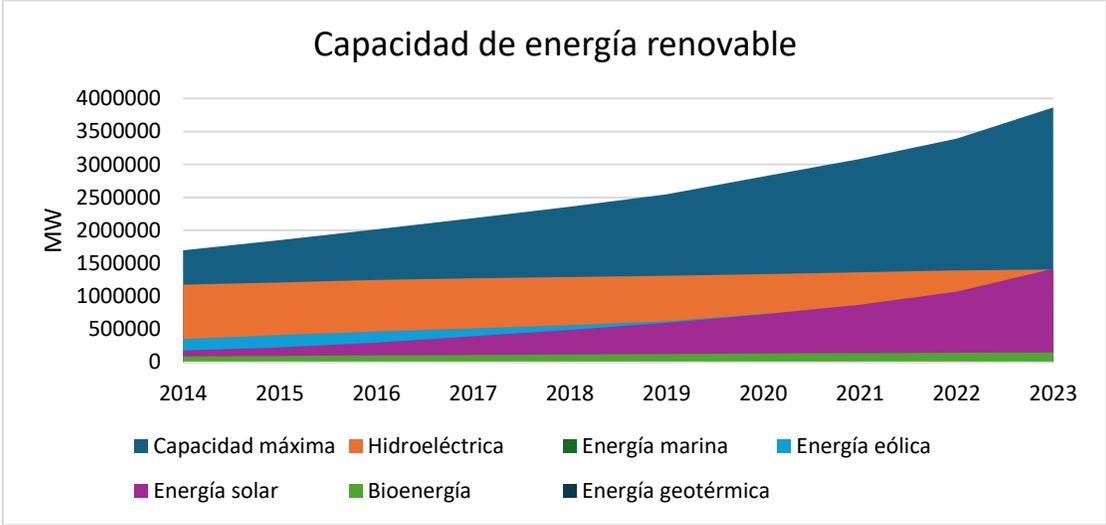


Figura 9 Capacidad de energía renovables a nivel mundial y por tipo de fuente 2014-2023 [9].

La capacidad máxima de generación neta de las centrales eléctricas y otras instalaciones que utilizan fuentes de energías renovables para producir electricidad no solo ha crecido en los últimos años, sino también su potencia. Esto se refleja en la Figura 10 que se muestra con un aumento de la generación que pasó de 7,872,657 GWh en 2021 a 8,439,671 GWh en 2022, con la energía hidroeléctrica y eólica como principales fuentes de aportación [9].

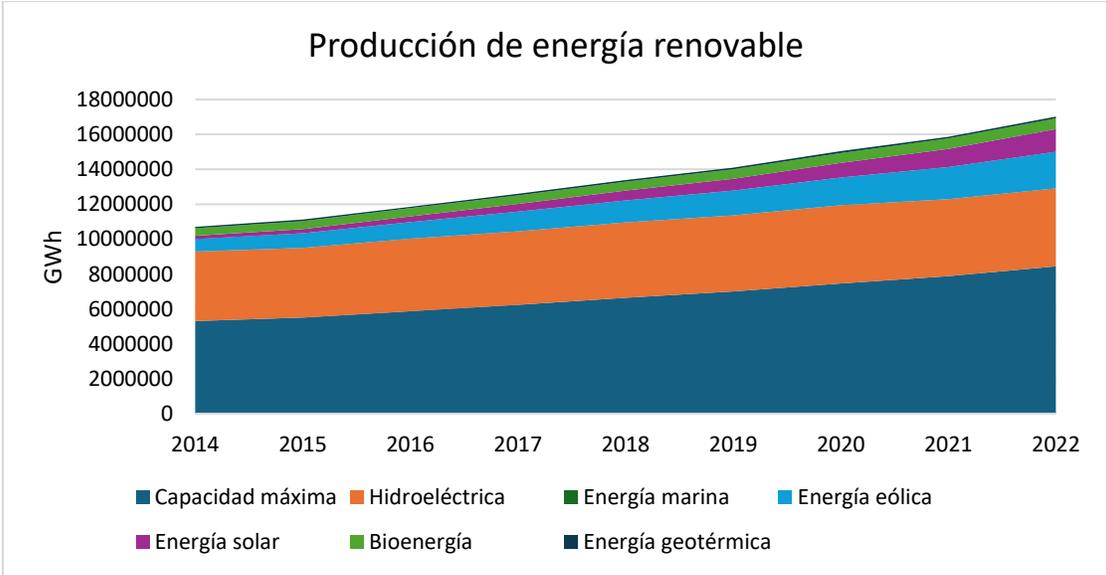


Figura 10 Producción total de energía renovable a nivel mundial y por tipo de fuente 2014-2022 [9].

Al analizar la situación energética de México en 2023, se observa que la capacidad total de generación eléctrica en América del Norte alcanzó los 526,967 MW. Sin embargo, México solo contribuye con 32,950 MW de esa capacidad (Figura 11), lo que evidencia una participación relativamente limitada con el contexto regional. Además, en México no se cuenta con generación a partir de energía marina, pero se destaca con energía hidroeléctrica, solar y geotérmica (Figura 12). Esto representa un área de oportunidad para diversificar aún más su matriz energética y explorar nuevos proyectos de innovación [9].

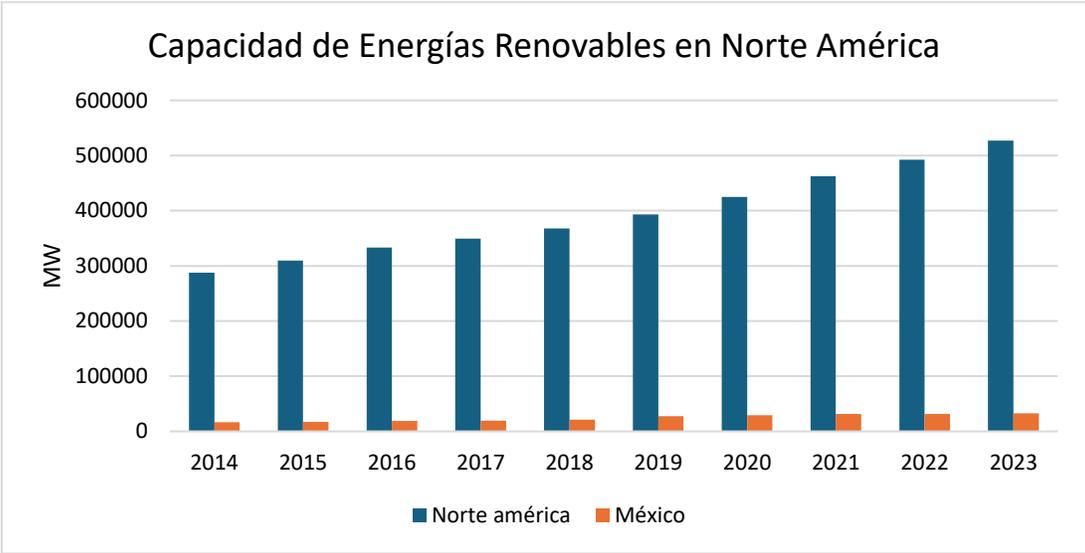


Figura 11 Capacidad de Energías Renovables en Norte América y en México, 2014-2023 [9].

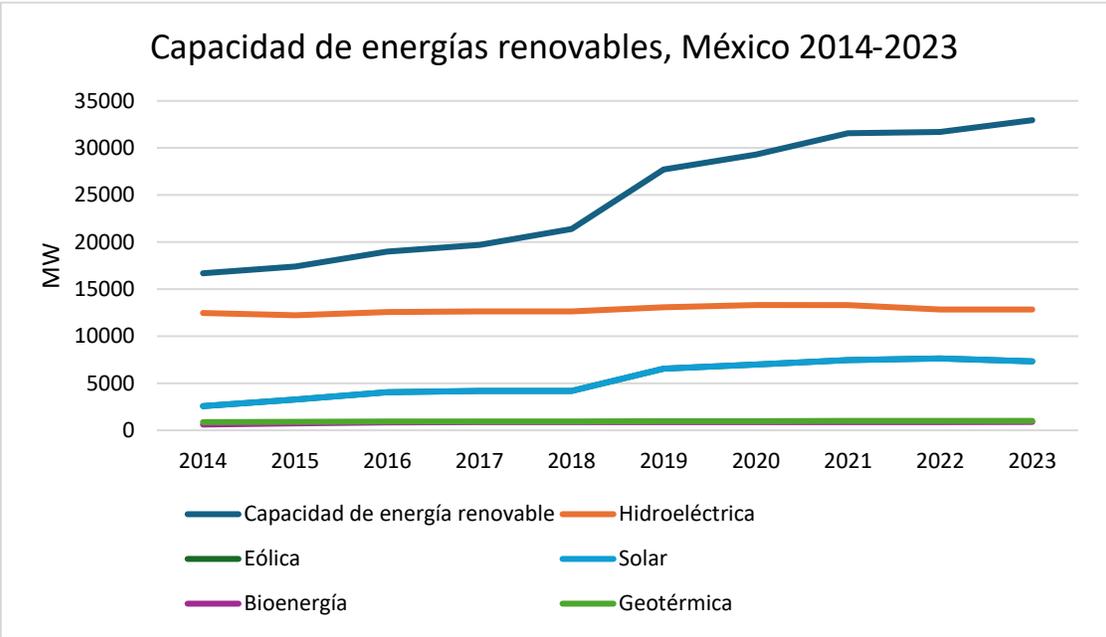


Figura 12 Capacidad de energías renovables por tipo de fuente en México 2014-2023 [9].

Continuando con el panorama energético en México, se observa que la capacidad total de generación en América del Norte en 2022 (Figura 13) fue de 1,492,546 GWh, lo que representa un

incremento del 8.58% respecto a los 1,374,579 GWh registrados en 2021. Sin embargo, la contribución de México sigue siendo limitada, con solo 83,570 GWh reportado en 2022, lo que equivale a un 5.6% respecto a la región de América del Norte [9].

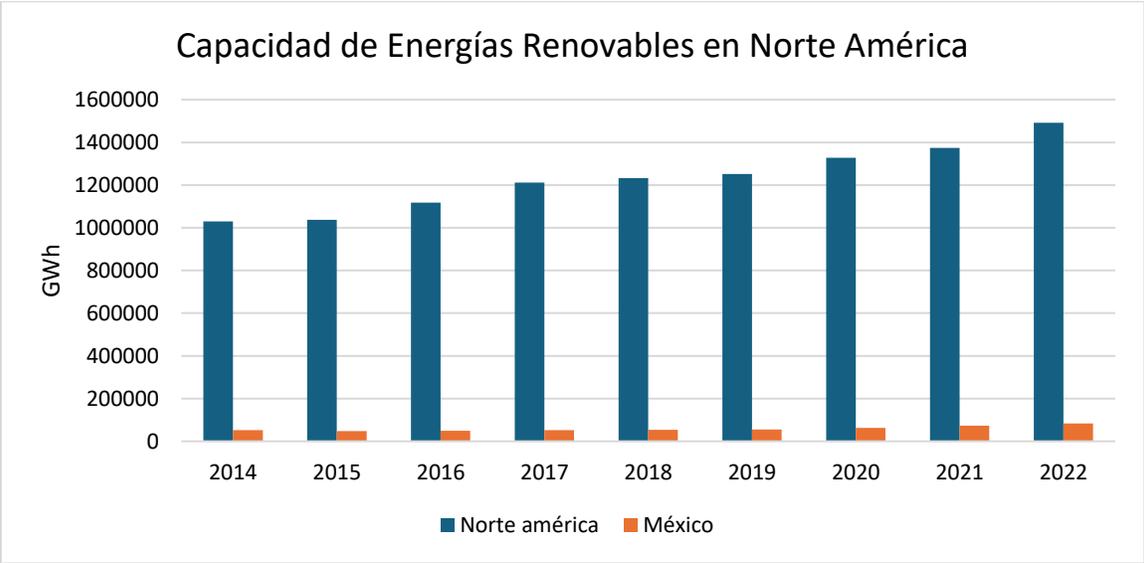


Figura 13 Capacidad de energía renovables en Norte América y México 2014-2022 [9].

En cuanto a la capacidad energética en México (Figura 14) hasta 2023 las principales fuentes de energía renovable son la eólica, que generó 35,851 GWh, seguida de la hidroeléctrica con 20,629 GWh, y la solar con 20,557 GWh. Estos datos reflejan una creciente pero aún insuficiente diversificación en la matriz energética nacional, subrayando la necesidad de seguir invirtiendo en fuentes renovables para reducir la dependencia de los combustibles fósiles y mejorar la sostenibilidad energética del país [9].

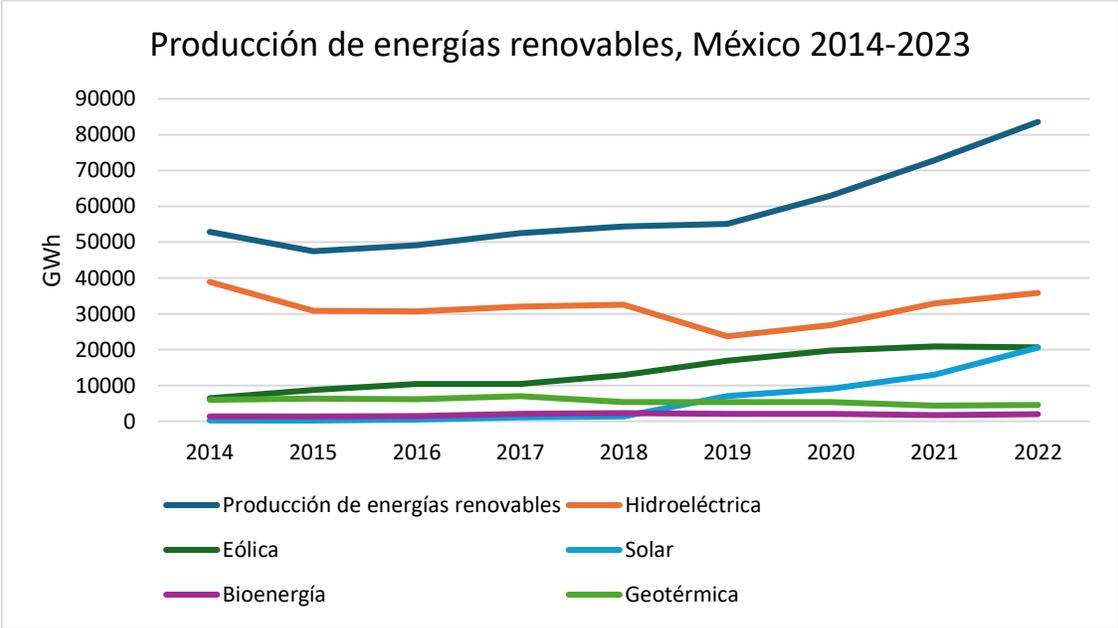


Figura 14 Producción de energías renovables en México 2014-2022 [9].

Para cumplir con los compromisos de sostenibilidad y jugar un papel más destacado en el desarrollo ambiental global, México tiene una oportunidad para seguir diversificando su matriz energética. Esto requiere una inversión continua en tecnologías limpias y renovables, así como la creación de un entorno para que nuevos proyectos innovadores lideren el camino. Al impulsar a la comunidad científica y tecnológica a explorar nuevas metodologías, México no solo contribuirá a la protección del medio ambiente, sino que también fortalecerá su posición como un país comprometido con un desarrollo limpio y sostenible.

1.4 Sistemas de absorción

Una alternativa sostenible para enfrentar la problemática energética y ambiental es el aprovechamiento del calor residual, dado que entre el 15% y el 50% de la energía consumida se pierde en forma de calor [10]. En este contexto, los sistemas térmicos de absorción se presentan como una solución viable, ya que pueden operar con fuentes de energía renovable y de baja entalpía, contribuyendo así a una mayor eficiencia energética y sostenibilidad. Ciclos como el de Goswami, el ciclo orgánico Rankine (ORC), y los ciclos térmicos de adsorción y absorción, permiten aprovechar la energía residual transformándola en energía útil, ya sea eléctrica, térmica o de refrigeración, de manera simultánea o individual [11]. Reutilizar esta energía es una solución eficaz que puede aportar beneficios tanto ambientales como económicos. Los sistemas de absorción, en particular, se destaca como una de las mejores opciones debido a su baja temperatura de activación y su bajo consumo eléctrico.

Una bomba de calor de absorción o Absorption Heat Pump (AHP, por sus siglas en inglés), funciona bajo el principio de absorción para transferir calor desde una fuente de temperatura baja (60 °C-100 °C) [12] a una fuente de temperatura alta (110 °C -150 °C) [13], utilizando un fluido de trabajo compuesto del refrigerante y el absorbente. En la Figura 15 se puede observar los principales componentes de una AHP, destacándose el condensador, evaporador, absorbedor y generador.

El funcionamiento de una AHP comienza con el suministro de calor desde una fuente de alta temperatura (\dot{Q}_G) al generador, donde se separa parcialmente el refrigerante del absorbente. Una vez separados, el refrigerante, en forma de vapor, pasa al condensador, donde disipa energía a temperatura ambiente, y condensa al refrigerante. En esta etapa, se produce y libera al ambiente el calor de condensación (\dot{Q}_C). Posteriormente, el refrigerante atraviesa una válvula de expansión, donde disminuye significativamente su presión y temperatura, alcanzando así las condiciones ideales para absorber calor. Después, el refrigerante absorbe el calor (\dot{Q}_e) del medio que se desea enfriar, cediendo la energía al refrigerante y evaporándolo durante el proceso. Posteriormente, el refrigerante ingresa en el absorbedor, donde se mezcla con la solución a alta temperatura procedente del generador y, mediante el contacto indirecto con el agua de enfriamiento del sistema, cede energía en forma de calor (\dot{Q}_a), de esta manera la solución vuelve a absorber al refrigerante, produciendo nuevamente solución concentrada en refrigerante. La solución agua-refrigerante es enviada de nuevo al generador con la ayuda de una bomba (\dot{W}_b), pasando previamente por un regenerador, donde, con la ayuda de la solución que va hacia el absorbedor, se precalienta, iniciando así un nuevo ciclo.

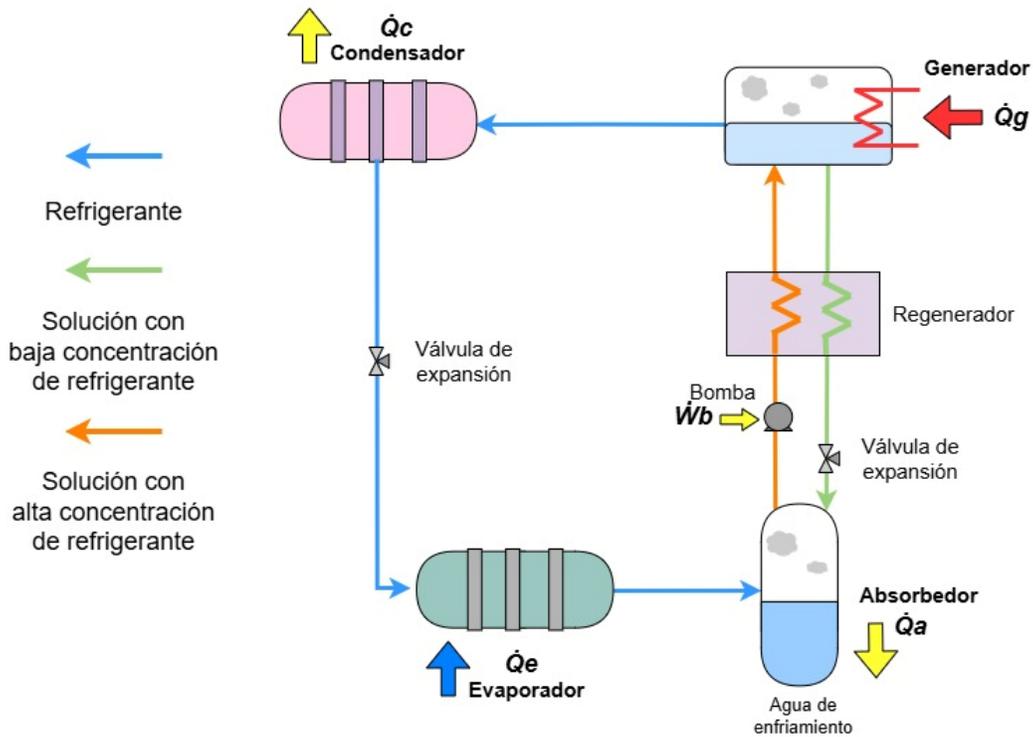


Figura 15 Diagrama de una Bomba de calor por absorción (AHP).

Las AHP se pueden configurar dependiendo su aplicación, existiendo tres categorías: Tipo I, II y III. Las bombas de calor Tipo I funcionan para procesos de enfriamiento y operan en tres niveles de temperatura: la temperatura fuente, la temperatura ambiente y la temperatura de refrigeración. Temperaturas relativamente bajas, rondando entre 60 °C y 90 °C [14], [15]. Por su parte, las bombas de calor Tipo II, conocidas como transformadores de calor (Absorption Heat Transformer, AHT), también operan en tres niveles de temperatura, parten su funcionamiento desde la temperatura ambiente, pasan por una temperatura alta y alcanzan una temperatura máxima de revalorización de energía. Aprovechan temperaturas de entre 60 °C a 100 °C para revalorizar el calor a niveles más altos y reutilizarlo en procesos útiles o secundarios. Finalmente, las bombas de calor de absorción Tipo III (Absorption Heat Pump Transformer, AHPT) combinan características de los ciclos Tipo I y Tipo II, estos sistemas son más complejos en funcionamiento ya que manejan cuatro niveles de temperatura y operan en tres niveles de presión. Ofreciendo una opción rentable en comparación con sistemas independientes [16]. Estos sistemas Tipo III también pueden funcionar como sistemas de poligeneración, proporcionando simultáneamente frío y/o calor útil o recuperando calor a diferentes temperaturas, a un costo competitivo en relación con las bombas de calor Tipo I y II [17].

Es importante destacar que los sistemas de absorción tienen emisiones mínimas al medio ambiente y se consideran tecnología ecológica [18]. A pesar de esto, su uso ha sido limitado debido a su eficiencia, medida por el coeficiente de rendimiento (COP), que se define como la relación de salidas deseadas sobre entradas requeridas. Su eficiencia relativamente baja, exhibe valores que oscilan entre 0.8 y 1.8, además de presentar mayores costos de inversión en comparación con los sistemas de compresión de vapor ampliamente utilizados. Sin embargo, en los últimos años, debido al aumento de los costos de la electricidad y a la búsqueda de soluciones más ecológicas, los sistemas de absorción han vuelto a ganar relevancia como una alternativa energética tecnológicamente

viable, ya que pueden funcionar con diversas fuentes térmicas, como energía solar, geotermia, biomasa o calor industrial residual.

A partir de los sistemas de absorción, diversos investigadores han desarrollado sistemas avanzados de poligeneración. Estos sistemas integran múltiples tecnologías y aprovechan distintas fuentes térmicas. Entre los aportes más destacados se encuentran los trabajos de Kalina y Goswami, los cuales se abordarán más adelante.

Los sistemas de absorción son altamente versátiles, ya que funcionan con energía térmica, lo que da la posibilidad de operarlos con energías alternativas sustentables. Aunado a lo anterior, la agrupación de diversos tipos de sistemas de absorción (tipo I, II o III) pueden servir para aplicaciones poligenerativas, sea para la producción de energía eléctrica, revalorización de calor, producción de refrigeración, entre otras. Esto mejora significativamente la eficiencia energética, resultando en ahorros considerables en términos de energía y costos, además de reducir el impacto ambiental. En resumen, los sistemas de poligeneración ofrecen mejoras notables en términos de rendimiento energético y reducción del impacto ambiental.

1.5 Aportación científica

Diseñar y simular tres configuraciones poligenerativas orientadas a la producción de energía eléctrica, calor útil y enfriamiento, mediante el aprovechamiento secuencial de fuentes térmicas de baja temperatura. Los sistemas integran una unidad de absorción que opera con una mezcla $H_2O-LiBr$ y se diferencian según los productos generados: el primer sistema produce electricidad y calor útil; el segundo incorpora un ciclo Orgánico de Rankine (ORC) para la generación eléctrica en dos etapas; y el tercero acopla un ciclo ORC con un ciclo de refrigeración por compresión de vapor (CRCV) para generar electricidad y capacidad de enfriamiento. Con el fin de reducir el impacto ambiental, se emplean fluidos de trabajo con potencial de calentamiento global nulo: R-1233zd(E) en el ORC y R-1234yf en el CRCV.

1.6 Hipótesis

La implementación de sistemas energéticos poligenerativos, capaces de producir simultáneamente energía eléctrica, calor útil y enfriamiento, permite un aprovechamiento más eficiente de los recursos térmicos disponibles en comparación con sistemas convencionales individuales. Esta integración favorece una mayor eficiencia energética global y contribuye a la reducción de emisiones anuales de CO_2 , al minimizar pérdidas térmicas y maximizar la recuperación del calor residual.

1.7 Objetivo general

Proponer, diseñar y simular sistemas de poligeneración que tengan la capacidad de producir energía eléctrica, calor revalorizado y enfriamiento de manera simultánea. Además, caracterizar su desempeño en distintas condiciones de operación, analizando parámetros energéticos, exegéticos y ambientales.

1.8 Objetivos específicos

- Hacer una revisión bibliográfica extensiva de sistemas térmicos de absorción, fluidos alternativos de trabajo y ciclos termodinámicos avanzados para aplicaciones en sistemas de poligeneración.
- Proponer tres sistemas de poligeneración partiendo de la revisión bibliográfica.
- Proponer el fluido R1233zd(E) para el ciclo ORC y el fluido R1234yf para el CRCV por su beneficio ambiental frente a fluidos tradicionales al tener bajo potencial de calentamiento global (GWP) y bajo potencial de agotamiento de ozono (ODP).
- Desarrollar los códigos de programación de los sistemas avanzados de poligeneración contemplando las propiedades termodinámicas y fisicoquímicas de las mezclas de trabajo H₂O-LiBr, R1233zd(E) y R1234yf.
- Definir rangos de condiciones de operación de los sistemas de poligeneración para aplicaciones reales, tanto del sector industrial como comercial.
- Llevar a cabo análisis paramétricos de las principales variables de los sistemas, tales como presiones, temperaturas, concentraciones de la solución.
- Analizar y comparar el desempeño energético, exergético y ambiental de los ciclos propuestos con sistemas convencionales independientes.

1.9 Metas

1.9.1 Metas científicas

- Obtener las condiciones favorables de operación de los ciclos poligenerativos propuestos.

1.9.2 Metas académicas

- Generar conocimiento innovador en el área de ciclos de absorción y en el área de energías verdes.
- Realizar una estancia de investigación.
- Participar en un congreso nacional y compartir los resultados obtenidos con la comunidad científica.
- Obtener el título de Maestra en ciencias con orientación en procesos sustentables.

1.10 Metodología de trabajo

El trabajo de investigación se lleva a cabo en cuatro etapas, las cuales tienen como objetivo dar cumplimiento con los objetivos específicos planteados.

ETAPA 1: Propuesta de los sistemas de poligeneración.

En esta fase, el objetivo primordial consistió en proponer sistemas de poligeneración, basándonos en una revisión exhaustiva de la literatura existente y en los resultados previos obtenidos por el grupo de investigación de Ciencia y Tecnología en Energías Renovables de la FCQ-UANL. Esta propuesta busca abordar la generación simultánea de electricidad, calor revalorizado (energía que se pueda utilizar en procesos secundarios) y refrigeración. El propósito principal es impulsar la mejora de la eficiencia energética en los procesos térmicos.

ETAPA 2: Desarrollo de modelos para los sistemas de poligeneración.

En la segunda fase, se procedió a la creación de subrutinas encargadas de calcular las propiedades termodinámicas y fisicoquímicas del fluido de trabajo H₂O-LiBr, R1233zd(E) y R1234yf, así como del sistema global de poligeneración mediante el empleo de balances de materia y energía para cada componente. Para llevar a cabo este proceso, se utilizó el software EES® (Engineering Equation Solver), una herramienta que dispone de bases de datos detalladas de propiedades termodinámicas y de transporte. Este software resulta fundamental para abordar cuestiones relacionadas con la termodinámica, la mecánica de fluidos y la transferencia de calor, al tiempo que ofrece soluciones numéricas a un conjunto de ecuaciones algebraicas y genera gráficos de alta calidad.

ETAPA 3: Realización de análisis paramétricos de los sistemas de poligeneración.

En esta fase, partiendo de los balances de materia y energía de los componentes del sistema en su totalidad, se llevó a cabo diversos estudios paramétricos. Estos análisis buscaron identificar los puntos óptimos de operación en función de diversas variables clave del proceso, tales como la temperatura de la fuente de suministro (T_{G1} y T_{G2}), la temperatura ambiente (T_C), la temperatura de revalorización de energía (T_A), la temperatura de evaporación (T_E), los flujos máscicos del refrigerante producido (\dot{m}), las presiones de operación del sistema y las concentraciones de la solución de trabajo, entre otras.

ETAPA 4: Realización de análisis energéticos y exergéticos para el sistema de poligeneración.

En esta fase, el propósito fundamental es llevar a cabo diversos análisis energéticos y exergéticos del sistema de poligeneración bajo estudios paramétricos. Posteriormente, realizar comparaciones entre los sistemas propuestos y los sistemas convencionales independientes, para producir las mismas cantidades energéticas. Además, se evaluarán las emisiones potenciales de CO₂ utilizando factores de emisión nacionales.

CAPÍTULO 2: Antecedentes

2.1 Antecedentes de los sistemas de absorción para ciclos poligenerativos

2.1.1 Inicios

Al adentrarnos con los sistemas de absorción y su desarrollo a lo largo del tiempo, surge el nombre pionero de Alexander I. Kalina que en 1983 introdujo un sistema energético denominado como “Terxergy Cycle” [19] el cual se observa en la Figura 16. Se trata de un sistema de energía de ciclo combinado y recuperación de calor residual que utiliza calor a baja temperatura para la generación de energía eléctrica, usando como fluido de trabajo la mezcla amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$). En dicho sistema la condensación se complementa con la absorción, tras la expansión de la turbina, resultando en eficiencias de 1.35 a 1.5 veces mayores que las del ciclo Rankine. Además, en las mismas condiciones límite, el costo de inversión por unidad de producción de energía es aproximadamente dos tercios del costo de un sistema de ciclo Rankine. Concluyendo que el *Terxergy Cycle* hace que la cogeneración de electricidad mediante la recuperación de calor residual sea económicamente viable.

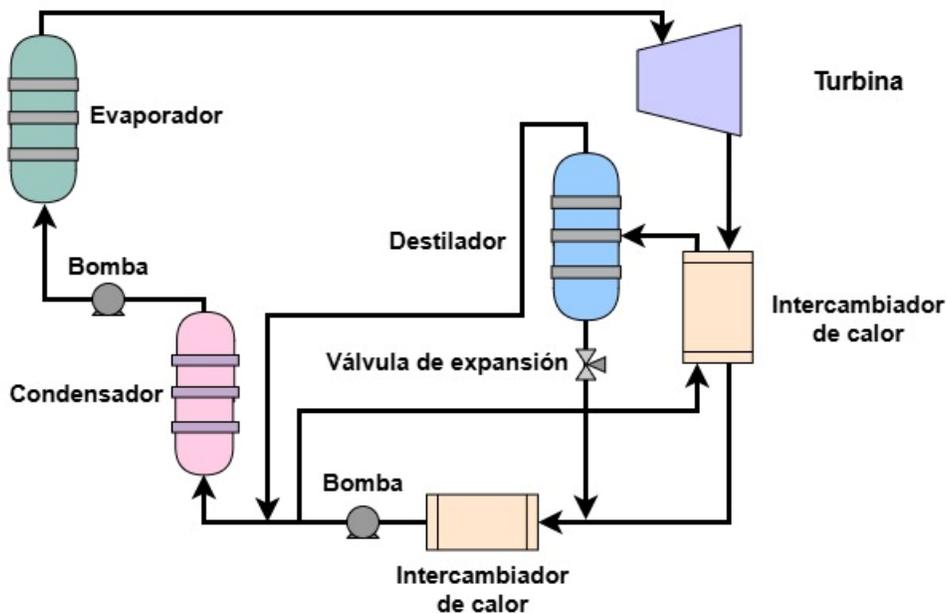


Figura 16 Terxergy cycle. Adaptada de [19].

En 1984, Kalina [20] diseñó un nuevo ciclo termodinámico, como se observa en la Figura 17, con el objetivo de reemplazar el convencional ciclo Rankine, introduciendo así un sistema de ciclo combinado con un nuevo Ciclo Inferior. La eficiencia de este nuevo ciclo superó en un rango de 1.6 a 1.9 veces a la del ciclo Rankine, bajo condiciones similares. La implementación de este ciclo conlleva la utilización del calor proveniente del escape de una turbina de gas, lo que resulta en un aumento significativo de la eficiencia global, llegando a superar hasta en un 20% a la eficiencia del ciclo combinado que utiliza el Ciclo Inferior de Rankine. Durante el análisis de las variantes termodinámicas, se identificaron dos factores que influyen directamente en la generación de energía y, por ende, en el aumento de la eficiencia. Estos factores se relacionan con el fluido de trabajo, caracterizado por su temperatura de ebullición variable, que conduce a una reducción significativa de la destrucción de exergía en el evaporador. Además, se aprovecha una porción del

calor de baja temperatura disponible en la salida de la turbina para llevar a cabo un proceso de destilación, el cual se revela como una opción termodinámicamente más eficiente. Este trabajo sentó las bases para iniciar la exploración de ciclos poligenerativos que permitieran la conversión de energía térmica en potencia mecánica en conjunto con el estudio de los fluidos más apropiados.

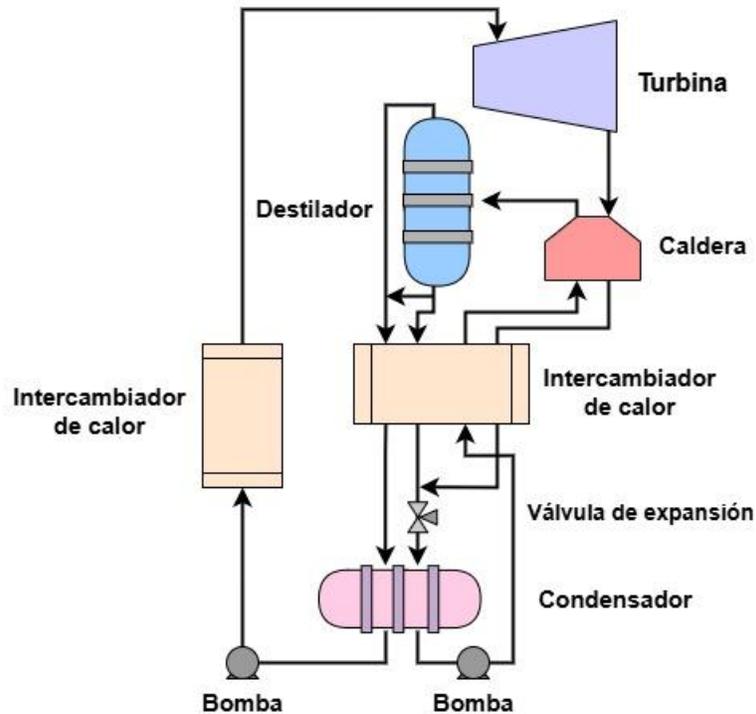


Figura 17 Ciclo termodinámico Kalina. Adaptado de [20].

A partir de investigaciones previas, el campo de los sistemas de absorción comenzó a expandirse. D. Y. Goswami se dio a conocer como pionero, realizando aportes fundamentales para el desarrollo de los ciclos poligenerativos.

C. Martin y D. Y. Goswami en 2004 propusieron un sistema que opera con la solución $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ como fluido de trabajo y produce de forma simultánea energía eléctrica y refrigeración (Figura 18). Este ciclo se presentó como una innovación ya que se comprobó que un sistema de absorción era capaz de producir energía eléctrica y efecto refrigerante simultáneamente, convirtiéndose en pionero de los sistemas poligenerativos. Además, la propuesta también destacó por su baja temperatura de activación rondando entre los $100\text{ }^\circ\text{C}$ y $200\text{ }^\circ\text{C}$. El sistema se diseñó para operar con el fluido de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ fue beneficioso por sus temperaturas de ebullición fáciles de alcanzar, permitiendo una mejor adaptación térmica con fuentes de calor a bajas temperaturas [21].

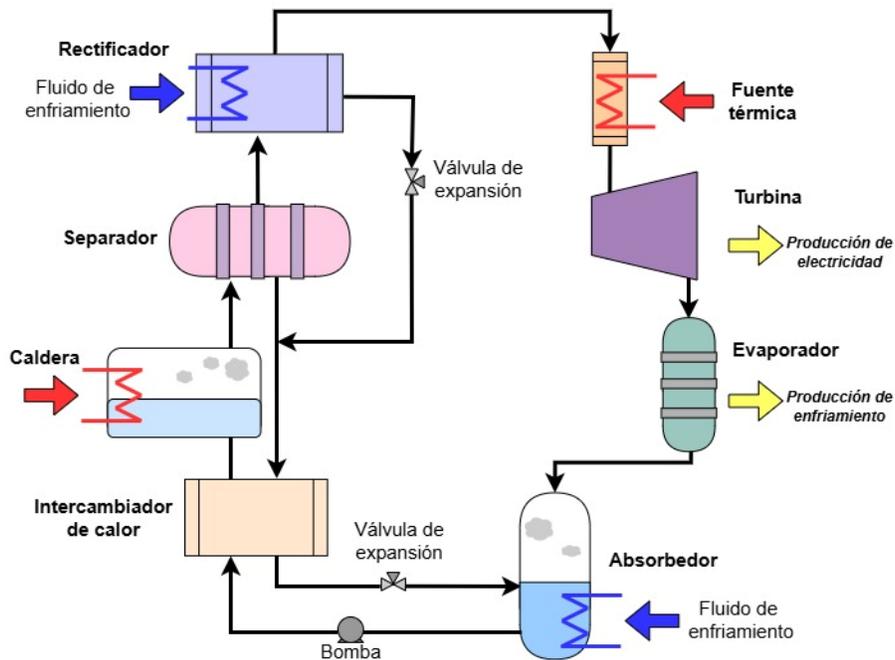


Figura 18 Propuesta de Goswami 2004, ciclo poligenerativo con producción simultánea de energía eléctrica y enfriamiento. Adaptado de [21].

Como se muestra en la Figura 18, la solución rica en refrigerante (alta concentración de refrigerante) se extrae del absorbedor y se bombea a alta presión a la caldera (o generador de vapor). Previamente, la solución que asciende extrae energía en el intercambiador de calor con la solución pobre en refrigerante (baja concentración de refrigerante) que desciende. En la caldera, durante la ebullición de la solución una parte del refrigerante se evapora, dando como resultado una mezcla bifásica compuesta por un líquido con baja concentración de amoníaco y un vapor con alta concentración de amoníaco. Es importante señalar que la evaporación de una parte del absorbente es una condición no favorable. Mediante un sistema de rectificación, el refrigerante se purifica condensando el absorbente. Una vez que el refrigerante ha sido purificado, incrementa su temperatura a través de un recalentador para iniciar el proceso de expansión en la turbina y producir potencia eléctrica, producto primario del sistema. Posteriormente, el refrigerante que sale de la turbina intercambia calor con un fluido exterior para así producir el efecto de enfriamiento, producto secundario del sistema. Finalmente, el refrigerante precalentado se absorbe nuevamente con la solución pobre en refrigerante para reiniciar el ciclo termodinámico [21].

Uno de los parámetros utilizados para evaluar el ciclo fue el llamado COP efectivo, que relaciona la cantidad de refrigeración producida con el trabajo teórico necesario para generarla. Se le denomina "efectivo" ya que el enfriamiento y el trabajo están relacionados indirectamente, puesto que no hay alguna operación unitaria que produzca directamente enfriamiento con el trabajo que se cede. C. Martin y D. Y. Goswami obtuvieron un valor de COP efectivo de 1.1 en condiciones de máxima eficiencia. Esto demuestra que, en términos de unidad de producción de refrigeración, se compromete una cantidad de trabajo casi igual en el funcionamiento combinado. Sin embargo, a raíz de investigaciones previas, este valor se consideró relativamente bajo, lo que sugirió la necesidad de continuar la investigación con el objetivo de mejorar la falta de eficiencia [21].

S. M. Sadrameli y D. Y. Goswami en 2006, llevaron a cabo un estudio experimental para evaluar la eficiencia del ciclo previamente propuesto (Figura 18). Utilizaron el coeficiente de desempeño (COP) y experimentaron con una solución NH₃-H₂O debido a su sensibilidad a las fuentes de calor. El valor máximo obtenido para el COP efectivo fue de 0.647, utilizando una concentración base de amoníaco de 0.554. Como resultado, se concluyó que la búsqueda de una producción óptima de refrigeración minimiza la producción de energía eléctrica [22].

Como se puede observar, el ciclo combinado de potencia y refrigeración propuesto por Goswami combina un ciclo Rankine con un ciclo de refrigeración por absorción, y tiene la ventaja de poder escalarse según los requerimientos eléctricos. Además, puede funcionar como ciclo secundario, aprovechando el calor residual del proceso principal, o como un Ciclo Independiente que emplee energías limpias como la solar o geotérmica. Inicialmente, el ciclo Goswami utilizaba una mezcla de NH₃-H₂O; sin embargo, desde entonces se han estudiado otras combinaciones de fluidos, como CO₂, diversas aminas y mezclas de ciertos hidrocarburos [23]. Estas variaciones han permitido que el ciclo Goswami impulse el desarrollo de propuestas innovadoras.

La Tabla 2 ilustra diferentes configuraciones para la generación de potencia y refrigeración, mostrando diversos fluidos de trabajo con las temperaturas óptimas de operación para la caldera y el condensador, lo que resulta útil para la investigación en el avance de sistemas de absorción para aplicaciones poligenerativas [23].

Tabla 2 Propuestas de ciclos de energía y refrigeración. Adaptada de [23].

Propuesta (Electricidad/Enfriamiento)	Fluido	Caldera (°C)	Condensador (°C)
Rankine + Ref. por absorción	NH ₃ /H ₂ O	170	30
	NH ₃ /H ₂ O	85	35
	NH ₃ /H ₂ O	155	28
Kalina + Ref. por absorción	Gel sílice/H ₂ O	180	82
	NH ₃ /H ₂ O	450	35
	NH ₃ /H ₂ O	450	45
	NH ₃ /H ₂ O	350	35
	NH ₃ /H ₂ O	159	27
Rankine + Ref. por eyector	H ₂ O	360	60.1
	n-pentano	95	-
	NH ₃ /H ₂ O	212	25
	R123	140	20
	NH ₃ /H ₂ O	285	25
ORC + Ref. por eyector	R245fa	122	21.9

	R123	130	25
	R123	130	25
ORC + Ref. por compresión	R245fa	190	-

Debido a que los ciclos Goswami producen refrigeración y energía eléctrica de manera simultánea, Vijayaraghavan y Goswami [24] sugirieron la consideración de un factor de calidad de energía cuando hay más de un tipo de salida, además utilizaron el equivalente de potencia eléctrica para generar el efecto de enfriamiento mediante un sistema de refrigeración convencional. Llamando a estas eficiencias como eficiencias “efectivas”. Al establecer estas ecuaciones, se permitió la incorporación de definiciones que faciliten la comparación consistente de ciclos con diferentes salidas simultáneas, como calor, energía y refrigeración, dando paso al estudio de los ciclos poligenerativos.

2.1.2 Propuestas recientes

Continuando con las principales contribuciones en el campo de los sistemas de absorción, se presentan diversos trabajos que han incorporado diferentes variables de análisis y enfoques científicos, contribuyendo al entendimiento, optimización y aplicación de estos sistemas en distintos contextos energéticos.

Dereje et al. [25] en 2013, propusieron un ciclo combinado que fusiona la refrigeración por absorción y los ciclos Kalina utilizando la solución $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Para evaluar el rendimiento de este ciclo, se consideraron diversos parámetros, como la eficiencia térmica global, la eficiencia efectiva de la primera ley, la relación entre la potencia y la refrigeración, y las temperaturas del sistema. Además, se realizó estudios del efecto de la temperatura en el disipador y del evaporador con el rendimiento del ciclo. Se observó que la potencia de salida del ciclo no es tan sensible a la variación de la temperatura del disipador, no obstante, el efecto de refrigeración de forma simultánea es muy variable con respecto a la temperatura del disipador. Esto llevó a la conclusión de que, al considerar la temperatura del efecto de refrigeración, se logra una mayor eficiencia en la conversión de energía en aplicaciones de refrigeración, lo que sugiere la influencia significativa que tiene el tipo de refrigerante en todo el sistema. El ciclo de absorción combinado propuesto resultó en un consumo de energía 12% menor que el obtenido al usar los ciclos por separado (es decir, el ciclo ORC regenerativo para la producción de potencia y el ciclo de refrigeración por absorción de amoníaco y agua) bajo las mismas condiciones analizadas.

Fontalvo A. et al. [26] en 2015 presentaron un análisis exergético integral de un ciclo combinado potencia y refrigeración por absorción, utilizando como mezcla de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Se desarrolló el modelo termodinámico en Matlab® con el objetivo de determinar el efecto de la relación de presión, el flujo másico del amoníaco en el absorbedor y la eficiencia de la turbina en la destrucción total de exergía del ciclo. También se determinó el aporte de cada componente del ciclo a la destrucción de exergía. Después de validar el modelo con otros estudios y en base a parámetros experimentales del ciclo presentados por otros autores, los resultados mostraron que la destrucción total de exergía disminuye cuando aumenta la relación de presiones, esto es debido al comportamiento en la caldera, turbina y absorbedor. Para valores altos de eficiencia de la turbina, el absorbedor y la

caldera mostraron la mayor contribución a la destrucción de exergía. Concluyendo que es necesaria una transferencia de masa y calor más eficiente para reducir la generación de entropía. Finalmente, se determinó el efecto de la integración del recalentador después del proceso de rectificación encontrando que el efecto del recalentador reduce la destrucción total de exergía del ciclo cuanto mayor es la eficiencia de la turbina.

Dereje et al. [27] en 2016 aborda varios ciclos de absorción para la producción simultánea o alternativa de energía mecánica o eléctrica y refrigeración. Estos ciclos fueron categorizados según el rango de temperatura de la fuente de calor, que incluía tanto fuentes de bajo grado ($<200\text{ }^{\circ}\text{C}$) como de grado medio ($<300\text{ }^{\circ}\text{C}$), y se evaluaron en función de criterios de rendimiento energético y exergético. Los resultados de este estudio revelaron un porcentaje de eficiencia energética que osciló entre aproximadamente el 16.3% y el 19.9%. Estos hallazgos abren la puerta a la posibilidad de aprovechar diversas fuentes de energía alternativa para alimentar un único sistema, lo que podría conducir a una reducción significativa en el consumo de energía.

Por otra parte, para el análisis de sistemas de absorción que producen energía eléctrica y calentamiento, J. A. Hernández-Magallanes et al. [11] en 2018 desarrollaron un Ciclo Innovador de absorción que combina una bomba de calor tipo I con un tipo II, aprovechando la diferencia de presiones para añadir una turbina. De esta manera se logró una producción simultánea de potencia y calefacción. El modelo del sistema se construyó considerando diversas condiciones de operación y utilizando el fluido de trabajo $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Los resultados mostraron incrementos de temperatura revalorizada de hasta 40 K y una producción de energía eléctrica de hasta 300 kW. Además, se alcanzaron notables eficiencias energéticas y exergéticas del 61% y 92% respectivamente. Al comparar este sistema propuesto con sistemas independientes (un ciclo de potencia orgánico Rankine y un transformador de calor de absorción bajo las mismas condiciones operativas) se observaron potenciales reducciones en el consumo de energía y en las irreversibilidades de hasta un 32.3% y un 21.6%, respectivamente.

Siguiendo con la línea de estudio, A. Noorpoor et al. [28] en 2019 presentaron un artículo que se enfoca en la optimización de un sistema multigenerador compuesto por varios componentes clave, incluyendo un enfriador de absorción de doble efecto, un ciclo de refrigeración por eyector, un electrolizador de membrana de intercambio de protones, un sistema de captura de CO_2 a base de aminas, un ciclo orgánico Rankine y un calentador que utiliza como fluido de trabajo el refrigerante $\text{LiBr-H}_2\text{O}$. Además, el sistema se alimenta mediante biomasa, un panel solar térmico fotovoltaico y un sistema de recuperación de calor residual de la planta cementera ubicada en Irán. Este sistema tiene la capacidad de generar electricidad, refrigeración, calefacción e hidrógeno además de eliminar el CO_2 de los gases de control de la planta de cemento, lo que lo convierte un sistema de poligeneración basado en energías renovables. Los resultados obtenidos indican que el sistema puede generar una producción de potencia eléctrica de 17.4-18.4 MW, 4.1 MW de potencia de calefacción, 1.2 MW de potencia de refrigeración, y una producción de hidrógeno de 5.8 kg/hr en verano y 11.3 kg/hr en invierno. Además, el sistema logra capturar 234.1 kg/s de CO_2 con una eficiencia de eliminación del 90% en la planta de cemento. Demostrando que los ciclos poligenerativos no se limita a la producción simultánea de energía y enfriamiento, sino que también pueden generar productos secundarios como, en este caso, el hidrógeno.

Posteriormente, J. A. Hernández-Magallanes et al. [12] en 2020 continuaron explorando la producción simultánea de potencia y calefacción utilizando ahora $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. Los resultados indicaron que las eficiencias térmicas del sistema variaban entre 0.34 y 0.56, dependiendo de las

temperaturas del absorbedor y del generador. La eficiencia exergética máxima alcanzada fue de 0.83 y la potencia neta máxima producida fue de 150 kW. Es importante resaltar que la eficiencia exergética es hasta un 17.2% superior cuando se utiliza la mezcla de amoníaco-agua en lugar de la mezcla de amoníaco-nitrato de litio. No obstante, se observó que, a temperaturas superiores a 160 °C en el generador, los valores de eficiencia exergética son más altos con la mezcla de amoníaco-nitrato de litio. Esto resulta en un aumento general de hasta 10 °C en la temperatura revalorizada al utilizar la mezcla de amoníaco-agua en comparación con la mezcla de amoníaco-nitrato de litio.

Después en 2021, Cheng Xu et al. [29] hicieron un análisis termodinámico de un innovador sistema de poligeneración alimentado por biomasa, diseñado para la síntesis de amoníaco y la generación simultánea de electricidad usando el ciclo de energía *Allam*. Como resultado de este análisis, se obtuvo una destacada relación de ahorro de energía del 7.6% en comparación con otros sistemas. La eficiencia de generación y consumo de energía equivalente para la síntesis de amoníaco se registraron en 50.95% y 30.25 de GJ/tonelada-NH₃, respectivamente. Además, al usar hidrógeno para la síntesis del amoníaco y gas alto en carbono en el ciclo *Allam*, el sistema poligenerativo evitó la emisión de CO, CO₂, CH₄ y H₂ en la remoción del ácido, resultando en la captura total del carbono, reduciendo el 42.5% de la penalización energética por captura de carbono. Se concluyó que la eficiencia exergética del sistema de poligeneración puede alcanzar el 51.5%, superando en un 3.9% a los sistemas de referencia utilizados en el estudio, además de demostrar tener un ahorro en emisiones de carbono.

J. A. Hernández-Magallanes et al. [30] en 2022, llevaron a cabo un análisis de energía y exergía de una bomba de calor de absorción modificada (MAHP) diseñada para generar energía eléctrica y calor revalorizado. Este sistema utilizó H₂O-LiBr como fluido de trabajo y presentó la particularidad de poder ser alimentado por fuentes térmicas alternativas, como la energía solar, biomasa, geotérmica o calor residual; promoviendo la producción y el uso eficiente de la energía limpia. La mezcla de trabajo propuesta exhibe un potencial considerable en comparación con las soluciones de trabajos anteriores. No obstante, es crucial operar lejos de los puntos de cristalización para asegurar la operatividad del sistema, además, es necesario llevar a cabo operaciones que garanticen diferenciales superiores a cero en los subciclos del MAHP. Los resultados obtenidos del sistema propuesto demuestran que es posible lograr una eficiencia de exergía (η_{ex}) del 87%, teniendo el máximo rendimiento en el suministro de temperatura (T_{GH}) de 120 °C, relación de presiones (RP) de 1.1 y revalorización de temperatura bruta (GTL) de 35 °C. La eficiencia térmica (η_{th}) varía entre 51% y 55%, teniendo un GTL máximo de 45 °C. En contraste, la potencia mecánica (W_{net}) varía entre 260 y 582 kW, dependiendo de las condiciones de operación definidas. En resumen, el MAHP se presenta como un sistema versátil con un alto desempeño, lo que contribuye significativamente a mejorar la eficiencia energética y a fomentar el uso de fuentes alternativas de energía.

En 2023, M. A. Alharthi et al. [31] llevaron a cabo un análisis de un sistema que incluye un colector solar que emplea CO₂ como medio de transferencia de calor, un ciclo de potencia, y un enfriador de absorción de simple y doble efecto que emplea la solución LiBr-H₂O. Este sistema tiene la capacidad de generar simultáneamente electricidad, calefacción y refrigeración, maximizando la utilización de la radiación solar independientemente de las limitaciones de los colectores. Los resultados de la simulación revelaron una eficiencia de la primera ley entre el 64% y el 72%, y una eficiencia de la segunda ley del 19% al 25% con un aumento en la irradiación solar de 400 a 1,000 W/m². Además, la evaluación exergética del sistema reveló que el colector solar representa la principal fuente de irreversibilidad, generando un valor de 1,360 kW en el sistema.

Esfandiari M. et al. [32] en 2023, simularon el efecto de incorporar un sistema de refrigeración por absorción solar en una planta de energía de ciclo combinado, las cuales operan a base de combustibles fósiles, analizando parámetros energéticos, exergéticos y la influencia de la temperatura ambiente para su eficiencia. Los resultados mostraron que se puede alcanzar la eficiencia máxima a una temperatura ambiente de 26 °C, no obstante, la eficiencia y generación de energía disminuyen conforme al aumento de la temperatura ambiente. Además, se demostró que los sistemas de refrigeración por absorción alimentados con energía solar con áreas de colectores de 3,318, 5,530 y 7,603 m² pueden proporcionar 450, 700 y 1,000 toneladas de refrigeración, respectivamente. La investigación concluyó que los sistemas de refrigeración por absorción alimentados con energía solar pueden combinarse con plantas de energía de ciclo combinado para mejorar el rendimiento ya que utiliza una fuente de energía gratuita, limpia e ilimitada con mínimos impactos ambientales adversos y proporcionará a la industria de generación de energía un enfoque para mejorar la producción y la eficiencia de las plantas de energía. Por lo que es aún más significativo en países cálidos y áridos que luchan con suministros de agua limitados.

Flórez-Orrego D. et al. [33] en 2023, compararon dos aplicaciones industriales con alta demanda de calor, integrando una bomba de calor de alta temperatura (HTHP) en procesos de evaporación múltiple. El objetivo fue reducir el consumo energético y el impacto ambiental. La bomba de calor disminuyó en un 25% la necesidad de refrigeración en una planta de amoníaco, reduciendo las emisiones de CO₂ en un 46%. Así mismo al comparar el rendimiento en plantas de celulosa Kraft, la eficiencia energética de un sistema de compresor mecánico de vapor (MVR) fue solo un 4% menor, con un leve aumento en las emisiones de CO₂, siendo aún competitiva frente a configuraciones convencionales. Concluyendo que la integración de HTHP y MVR ofrecen opciones viables para la desfosilización del suministro de calor para industrias tradicionales.

Shanshan Z. et al. [34] en 2023, presentaron un sistema poligenerativo diseñado para generar energía eléctrica, calefacción, refrigeración, agua desalinizada y metano alimentado por energía geotérmica. El sistema se compone de una planta de energía binaria tipo flash, un ciclo de CO₂ modificado, un electrolizador de membrana de intercambio de protones (PEM) y una unidad de metanización. Se realizaron estudios termodinámicos, económicos y ambientales para analizar el sistema y consideraron tres casos para evaluar las condiciones óptimas. Como resultados se obtuvo que el estado óptimo es capaz de proporcionar una eficiencia exergética del 33%, una potencia neta de 450 kW, 10 kg/h de agua desalinizada y 2.2 kg/h de producción de metano. Además, las tasas de producción óptimas de refrigeración y calefacción fueron de 28 kW y 184 kW respectivamente. Concluyendo el enorme potencial para los ciclos poligenerativos alimentados por energía geotérmica.

Bouzyan L. et al. [35] en 2023, presentaron un modelo matemático para simular un sistema de aire acondicionado por absorción de una sola etapa alimentado por energía solar, usando como fluido de trabajo LiBr-H₂O. En el estudio se comparó la cantidad de energía que proporciona un colector solar plano para enfriar el aire de una habitación en un día de verano con la carga de refrigeración impuesta por un ventilador de refrigeración en la misma habitación, comparando el impacto de las temperaturas del condensador y del evaporador, así como la eficiencia del intercambiador de calor en el rendimiento del sistema. Como resultados se obtuvo que un colector solar plano solo se puede utilizar de manera efectiva en condiciones específicas de irradiación solar, además, el rendimiento óptimo se logra operando con una temperatura del evaporador de 35 °C, que maximiza el COP.

Uche J. et al. [36] en 2024 realizaron un análisis configuracional de cuatro propuestas de poligeneración diseñadas para satisfacer la demanda de un edificio multifamiliar de 12 viviendas, con el objetivo de sintetizar los aspectos energéticos, económicos y ambientales. Para el diseño se consideró satisfacer los requerimientos de agua, electricidad, calor y aire frío a partir de fuentes de energía renovable, seleccionando los paneles fotovoltaicos y fotovoltaico-térmicos, generadores termoeléctricos y biomasa como tales. Los resultados mostraron que las propuestas sugeridas ofrecen valores favorables para la tasa de ahorro de energía primaria y la tasa de reducción de CO₂, de alrededor de 0.72 y 0.85 respectivamente, no obstante, se sugieren estudios para optimizar el proceso y estudiar sus limitaciones.

Cheng Z. et al. [37] en 2024 propusieron un modelo integral que incorpora un modelo de diseño de optimización de la turbina, lo que permite un análisis 4E más preciso y confiable del ciclo. Con el objetivo de mejorar la precisión y la confiabilidad de los análisis y optimizaciones de ciclo de energía NH₃/H₂O. Para hacer la evaluación el modelo se aplicó en el ciclo Kalina, comparando los resultados obtenidos con el modelo convencional. Como resultados se encontró que el error entre los indicadores del modelo propuesto y el modelo convencional es de 26%, y el error relativo promedio más alto es del 13%, lo que indica que la aplicación de un modelo de optimización de turbina en análisis 4E es significativa, en adición a esto, se mostró que, para el modelo del sistema con una eficiencia isoentrópica constante en la turbina, el valor óptimo alcanzado es de 86%. Justificando la aportación de este modelo propuesto a trabajos futuros.

Hasta este punto se han recopilado diversos estudios que abordan el análisis de ciclos de absorción y sus variantes en sistemas poligenerativos, enfocados en la producción simultánea de distintos productos, tales como energía eléctrica, efecto de enfriamiento, entre otros. No obstante, resulta importante ampliar la revisión hacia investigaciones relacionadas con el análisis de ciclos ORC, dada su relevancia en la conversión eficiente de calor residual de bajas temperaturas en energía útil y su potencial de integración con tecnologías de absorción.

Ehyaei M. et al. [38] en 2024, realizaron análisis energéticos, exergéticos y económicos de un ORC de alta temperatura (HTORC) para la producción de calor y energía, en donde se consideró agua de calentamiento a 90 °C para fines domésticos o industriales. Se evaluaron y compararon dos fluidos de trabajo, hexametildisiloxano (MM) y una mezcla de siloxano (MDM). Los resultados paramétricos demostraron que, si se considera la temperatura de sobrecalentamiento a 20 °C, la potencia de salida del sistema con el fluido de trabajo MM es aproximadamente un 32.4% mayor que la del fluido de trabajo MDM. También se encontró que la eficiencia de energía y exergía del fluido de trabajo MM es de 22% y de 58 %, respectivamente. En cuanto a la relación calor/potencia para el fluido de trabajo MDM resultó en 9, mientras que para el fluido de trabajo MM este valor se reduce a 7. Se llegó a la conclusión que el aumento de la temperatura de sobrecalentamiento es favorable desde el punto de vista energético y exergético, no obstante, presenta desventajas al aumentar el costo del equipo por requerimientos operativos mayores.

Wang T. et al. [39] en 2024, elaboraron un análisis de un sistema que utiliza calor residual de baja calidad emitido de plantas eléctricas de carbón como fuente de calor, para alimentar a un ciclo ORC, un sistema de humidificación, deshumidificación y desalinización (HDH), y un sistema de enfriamiento por desecación (DCS). Obteniendo como resultados que, al utilizar el sistema de poligeneración la pérdida de exergía del condensador ORC se reduce en un 33% recuperando eficazmente el calor residual, además, la producción de agua dulce puede alcanzar 671 kg/h y la relación de ganancia total de salida resultó en 56%. Como estudio secundario se evaluó la

productividad de diferentes fluidos de trabajo, concluyendo que el sistema tiene una mayor eficiencia de producción cuando se emplea n-octano y tolueno, y tiene los indicadores de rendimiento más altos cuando se utiliza R245fa y R113. Por lo que al seleccionar R245fa se observó que se tiene una mejor eficiencia de producción del sistema e índice de rendimiento.

Ren-E Dong et al. [40] en 2024, propusieron un sistema enfocado al área residencial, integrando colectores solares parabólicos, un ciclo ORC en cascada, una unidad de producción de hidrógeno a través de electrólisis y un sistema de desalinización de agua a través de módulos de membrana. Se realizó un análisis integral de energía, exergía, economía y medio ambiente (análisis 4E) al sistema, el cual se diseñó con el objetivo de generar 1.2 MW de electricidad, una carga de refrigeración de 460 kW, producción de 9.7 kg/h de hidrógeno y para suministrar 33 kg/s de agua desalinizada. Los resultados mostraron que la tasa de costes para todo el sistema es de 142 \$/h, con un coste estimado de 33.2 cent/m³ para el agua, además los resultados de la evaluación ambiental indicaron que el sistema propuesto tiene potencial significativo para reducir las emisiones de CO₂, con una tasa máxima de 254 kg/h. Este sistema propuesto contribuye a las soluciones energéticas sostenibles en el campo de los sistemas poligenerativos, demostrando que es una buena alternativa para abordar los desafíos ambientales.

Como se ha estudiado en la literatura, existen diversas formas sustentables de suministrar energía a un sistema poligenerativo, se ha hablado hasta ahora de energía solar, calor residual y geotérmica, pero se explora a continuación el potencial de los residuos sólidos municipales como fuente térmica. En 2024 Giovanni B. et al. [41] investigaron diferentes ciclos para la producción de energía, refrigeración y calefacción en redes de distrito, con el objetivo de explorar el contenido energético de la gasificación de residuos sólidos urbanos municipales (RMSW). El modelo de un gasificador de aire de lecho fluidizado se integra con los modelos de turbina de vapor (ST), ORC y plantas de energía de ciclo Brayton de CO₂ supercrítico (sCO₂). Los resultados mostraron que la planta de energía ST proporciona mayor energía eléctrica en comparación con los otros sistemas, mientras que el sCO₂ genera mejor potencia térmica y la máxima eficiencia de conversión de energía combinada. En cuanto al ORC, se muestra como un sistema didáctico al poder variar las composiciones de RMSW y los niveles de temperatura de la red de distrito. Se concluyó que el tamaño de la red de distrito puede variar considerablemente según la configuración deseada, teniendo como mejor escenario una red capaz de conectar más de 1,400 edificios residenciales a la planta de trigeneración que se propone, considerando una entrada de 20 ktons/año de RMSW al gasificador.

Este tipo de estudios construyen una visión de las condiciones de operación a la que los ciclos poligenerativos pueden ser diseñados y maniobrar sin comprometer su eficiencia, además de demostrar cuales son los componentes que influyen más en su rendimiento. Con el objetivo de obtener una visión más detallada de la evolución de los sistemas de poligeneración basados en absorción, se presenta la Tabla 3 en la se exponen las principales aportaciones de los autores mencionados anteriormente y sus estudios teóricos.

Tabla 3 Sistemas de absorción en aplicaciones de poligeneración [19-42].

Autor	Año	Trabajo	Solución de trabajo	Productos de ciclo
Alexander I. Kalina [19]	1983	Sistema energético “Texergy cycle”	NH ₃ -H ₂ O	Generación de energía eléctrica

Alexander I. Kalina [20]	1984	Propuesta Ciclo Kalina	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	Generación de energía eléctrica
S. Vijayaraghavan y D. Y. Goswami [24]	2003	Evaluación de eficiencia a un ciclo con dos salidas simultaneas de diferente calidad energética.	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	Generación de energía eléctrica y refrigeración
C. Martin y D. Y. Goswami [21]	2004	Propuesta de ciclo Goswami y evaluación del parámetro nuevo "COP efectivo"	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	Generación de energía eléctrica y refrigeración
S. M. Sadrameli y D. Y. Goswami [22][22]	2006	Optimización del ciclo Goswami	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	Generación de energía eléctrica y refrigeración
Dereje S. Ayou et al. [25]	2013	Propuesta de ciclo combinado que fusiona la refrigeración por absorción y el ciclo Kalina	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	Generación de energía eléctrica y refrigeración
Gokmen Demirkaya et al. [23]	2013	Recopilación de configuraciones de ciclos para utilizar recursos térmicos de forma eficiente	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, Silica gel/ H_2O , H_2O , n-pentano, R123, R245fa	Generación de energía eléctrica y refrigeración
Ayou D. et al. [27]	2015	Comparación de fluidos de trabajo	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ y $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$	Generación de energía eléctrica y refrigeración
Fontalvo A. et al. [26]	2015	Análisis exergético de ciclo combinado	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$	Generación de energía eléctrica y refrigeración
Dereje S. Ayou et al. [27]	2016	Propuesta de ciclo de absorción usando fuentes de baja y media temperatura	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$, $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$	Generación de energía eléctrica y refrigeración
J.A. Hernández Magallanes et al. [11]	2018	Propuesta de ciclo combinado una AHP y una turbina	$\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$	Generación de energía eléctrica y calor revalorizado
A. Noorpoor et al. [28]	2019	Propuesta de ciclo poligenerativo alimentado por biomasa, paneles solares y calor residual de una planta de cemento	$\text{H}_2\text{O-LiBr}$	Generación de energía eléctrica, refrigeración y calor revalorizado
J.A. Hernández Magallanes et al. [12]	2020	Análisis de fluido de trabajo para un ciclo de absorción	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$	Generación de energía eléctrica y calor revalorizado

Cheng Xu et al. [29]	2021	Propuesta de ciclo alimentado por biomasa	NH ₃ -H ₂ O	Generación de energía eléctrica y síntesis de amoníaco
J.A. Hernández Magallanes et al. [30]	2022	Estudio energético y exergético para maximizar la potencia del ciclo	H ₂ O-LiBr	Generación de energía eléctrica y calor revalorizado
M. A. Alharthi et al. [31][2023	Propuesta de ciclo alimentado por energía solar	H ₂ O-LiBr	Generación de energía eléctrica, refrigeración y calor revalorizado
Esfandiari M. et al. [32]	2023	Análisis exergético y energético de la implementación de un ciclo de solar de refrigeración a una planta de energía de ciclo combinado	NH ₃ -H ₂ O	Generación de energía eléctrica y refrigeración
Flórez-Orrego D. et al. [33]	2023	Análisis económico y ambiental de la integración de una AHP a procesos de evaporación	Gas natural, NH ₃ ,H ₂ O	Generación de calor revalorizado
Shanshan Z. et al. [34]	2023	Ciclo poligenerativo por energía geotérmica	H ₂ O, O ₂ , H ₂ , CO ₂ , CH ₄	Generación de energía eléctrica, refrigeración, calor revalorizado, agua desalinizada y metano
Bouzyan L. et al. [35]	2023	Modelo matemático para simular un sistema de aire acondicionado por absorción alimentado por energía solar	H ₂ O-LiBr	Generación de refrigeración
Ehyaie M. et al. [38]	2024	Análisis energéticos, exergéticos y económicos de un ORC	C ₆ H ₁₈ OSi ₂ , Si-O	Generación de energía eléctrica y calor revalorizado
Wang T. et al. [39]	2024	Análisis de ciclo poligenerativo alimentado por calor residual de baja calidad emitido de plantas eléctricas de carbón	n-Octano, Tolueno, R245fa, R113	Generación de energía eléctrica, enfriamiento y humidificación, deshumidificación y desalinización de agua
Ren-E D. et al. [40]	2024	Ciclo poligenerativo solar para el área residencial	Therminol 66, Agua salina, O ₂ , NaCl, Gas natural líquido, H ₂ ,	Generación de energía eléctrica, producción de hidrógeno y desalinización de agua.

			H ₂ O, C ₂ H ₆ , NH ₃	
Haleh M. et al. [42]	2024	Análisis energéticos, exergéticos y económicos en la implementación del ciclo Kalina para la recuperación de calor residual	H ₂ O, aire, Combustible, NH ₃ -H ₂ O	Generación de energía eléctrica
Giovanni B. et al. [41]	2024	Ciclo alimentado por residuos sólidos urbanos	C ₅ H ₁₀ , C ₆ H ₅ CH ₃ , sCO ₂ , H ₂ O	Generación de energía eléctrica y calor revalorizado
Uche J. et al. [36]	2024	Análisis energético, económico y ambiental de un ciclo poligenerativo solar y de biomasa para el sector residencial	H ₂ O	Generación de energía eléctrica, refrigeración, calor revalorizado y agua desalinizada
Cheng Z. et al. [37]	2024	Análisis exergético, energético, económico y ambiental para la optimización del ciclo propuesto	NH ₃ -H ₂ O	Generación de energía eléctrica

Como se pudo observar en la recopilación literaria, los sistemas poligenerativos pueden ser configurados con respecto a las necesidades, además de tener la ventaja de poder ser alimentados por fuentes sustentables como la energía solar, calor residual, geotermia, biomasa entre otras. Aunque la tecnología de absorción se ha estudiado por algunas décadas y existen muchos estudios enfocados a los campos de enfriamiento, calentamiento, generación de potencia y otros productos, se han producido pocos estudios que contemplen el desarrollo de sistemas integrales que tengan la capacidad de ser multifuncionales. La búsqueda por redirigir la demanda de energía a sistemas más limpios con el ambiente se proyecta como una necesidad para construir un futuro sustentable.

2.2 Fluidos de trabajo

La selección del fluido de trabajo es fundamental al diseñar un ciclo poligenerativo, ya que no solo establece los límites operativos del sistema, sino también su capacidad, eficiencia, tamaño de los equipos, costos operativos y aplicación deseada. En la presente investigación es necesario el uso de tres fluidos diferentes de trabajo, la solución H₂O-LiBr para el conjunto de bombas de calor por absorción (AHP + AHT), el refrigerante R1233zd(E) para el ORC y el refrigerante R1234yf para el ciclo de refrigeración por compresión.

2.2.1 AHP

Como se comentó en el capítulo I, una AHP (Figura 15) funciona bajo el principio de absorción para transferir calor desde una fuente de temperatura baja a una fuente de temperatura alta, utilizando un fluido de trabajo compuesto por el refrigerante y el absorbente. La elección óptima del fluido de trabajo depende altamente de su aplicación. Por ello, a lo largo del tiempo se han investigado diversas mezclas para evaluar las que mejores resultados generen, como agua-hidróxido de sodio (H₂O-NaOH), agua-ácido sulfúrico (H₂O-H₂SO₄), amoníaco-tiocianato de sodio (NH₃-NaSCN), entre otras. Sin embargo, ninguna de estas ha logrado competir con las soluciones de amoníaco- agua

($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$) y agua-bromuro de litio ($\text{H}_2\text{O-LiBr}$), consideradas como soluciones convencionales de los equipos de absorción [43] por sus características termodinámicas, ilustradas en la Tabla 4.

Tabla 4 Propiedades termodinámicas de las soluciones convencionales. Adaptada de [43].

Propiedad	Amoniaco-Agua	Agua-Bromuro de Litio
Refrigerante		
Calor latente	Bueno	Excelente
Presión de vapor	Muy alto	Muy bajo
Temperatura de congelación	Excelente	Aplicación limitada
Viscosidad	Bueno	Bueno
Absorbente		
Presión de vapor	Bajo	Excelente
Viscosidad	Bueno	Bajo
Mezcla		
Sin fase sólida	Excelente	Aplicación limitada
Toxicidad	Bajo	Bueno
Afinidad entre refrigerante y absorbente	Bueno	Bueno

Ambos fluidos de trabajo utilizan refrigerantes con un calor latente alto, no obstante, el agua se destaca ante el amoníaco, esto se considera ventajoso en el diseño de los ciclos porque minimiza el caudal requerido para una potencia de refrigeración dada. Sin embargo, ninguno de los fluidos cuenta con características ideales de presión de vapor. El amoníaco, al tener presión de vapor muy alta, requiere de equipos más robustos, lo que eleva considerablemente el costo del equipo. Por otro lado, el agua, al tener presión muy baja, necesita operar bajo condiciones de vacío para mantener las presiones bajas, lo que también genera un aumento en los costos del diseño. Con respecto a las temperaturas de congelación el amoníaco sobresale del agua, la cual se encuentra limitada debido a su punto de fusión. El bromuro de litio presenta ventajas como absorbente debido a su baja volatilidad, lo que permite el diseño de ciclos que no requieren rectificador y por lo tanto disminuye el costo operativo. El agua, por su parte, es conveniente como absorbente al no cristalizarse (dentro de ciertos rangos). Como mezcla, el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ tiene ventaja ante el $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ ya que esta presenta un riesgo de cristalización, generando restricciones de operación.

Dicho esto, es importante recalcar que, la selección del fluido depende directamente de los requisitos operativos y de la configuración del sistema. Para la presente investigación se elige el fluido $\text{H}_2\text{O-LiBr}$. Principalmente por sus condiciones operativas, de esta manera se evita el sistema de rectificación (que reduce la eficiencia del ciclo), se elimina la toxicidad y las elevadas presiones de operación que se alcanzan con la solución de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. No obstante, la desventaja de usar $\text{H}_2\text{O-LiBr}$ se encuentra en su rango de zona de cristalización, por lo que se deben buscar condiciones de operación alejadas de esta zona.

2.2.2 ORC

Como se puede observar en la Figura 19, el ciclo ORC comparte similitud con un ciclo Rankine convencional. Ambos ciclos aprovechan el mismo principio termodinámico, basado en la conversión de energía térmica en trabajo mecánico a través de un fluido de trabajo. La principal diferencia entre ellos se encuentra en el fluido de trabajo, mientras que el ciclo Rankine opera con agua, el ciclo ORC utiliza fluidos orgánicos, como hidrocarburos o refrigerantes. Estos fluidos presentan propiedades termofísicas más adecuadas para aprovechar fuentes de calor a baja y media temperatura, como

las energías renovables, la geotermia o el calor residual industrial. Gracias a las características de estos fluidos, los ciclos ORC operan a presiones y temperaturas más bajas que las requeridas en un ciclo Rankine. Esta capacidad permite no solo un mejor aprovechamiento térmico, sino también una reducción en los costos de instalación y operación, al requerir equipos de menor tamaño y resistencia.

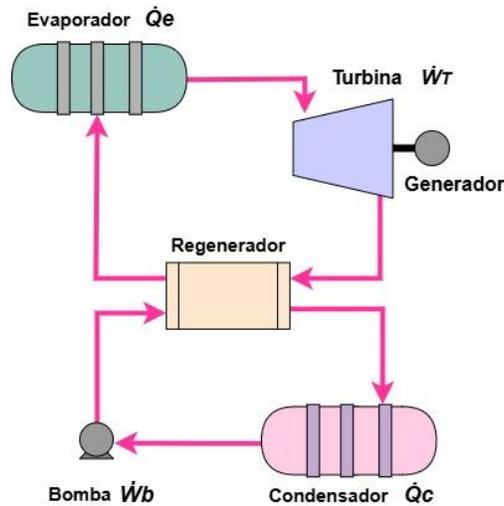


Figura 19 Ciclo Orgánico Rankine (ORC).

Los fluidos de trabajo se pueden dividir en tres categorías basadas en su línea de vapor saturado, la cual es una de las características más importantes para los ciclos ORC. La línea de vapor saturado influye en la eficiencia del sistema, en el diseño, costos y en la necesidad de acoplar equipo extra para su funcionamiento [44]. La Figura 20 muestra que generalmente existen tres tipos de fluidos según su diagrama T-s: secos con pendiente positiva, húmedos con pendiente negativa e isentrópicos con una pendiente casi vertical.

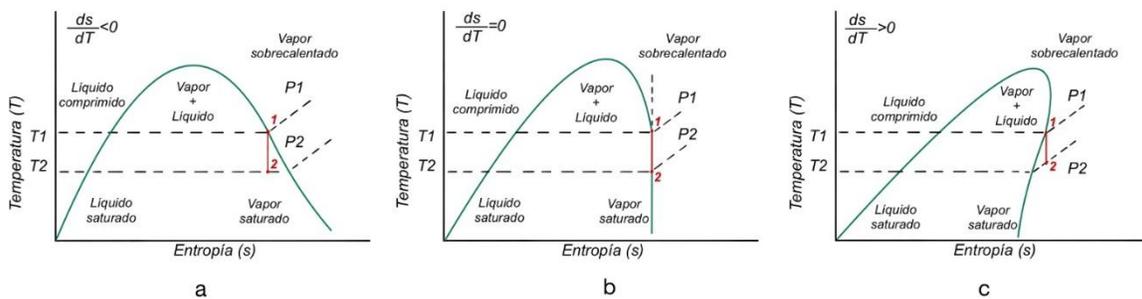


Figura 20 Tipos de fluidos de trabajo: a) húmedos con pendiente negativa, b) isentrópicos con pendiente vertical, c) secos con pendiente positiva. Adaptado de [44].

En el caso del fluido isentrópico (Figura 20 b) el vapor saturado en la entrada de la turbina se expande (1-2) permaneciendo saturado y dejando la turbina sin condensación, lo cual representa una ventaja al no dañar dicho componente por fluido condensado no deseado. Otro beneficio adicional es que con este tipo de fluidos no es necesaria la instalación de un regenerador. Para el caso del fluido seco (Figura 20 c), el vapor saturado del fluido en la entrada de la turbina se sobrecalienta después de la expansión isentrópica (1-2). Tanto los fluidos secos como los isentrópicos no precisan recalentamiento durante el ciclo, lo que elimina el riesgo de la corrosión de las palas de la turbina [44]. Contrario a los fluidos isentrópicos y secos, los fluidos húmedos

(Figura 20 a), aunque tienen la ventaja de ceder completamente su energía (1-2) presentan la desventaja del riesgo a condensarse en la turbina (como mezcla líquido-vapor) provocando que las gotas del líquido impacten en las palas causando erosión, reduciendo la vida útil de la turbina y aumentando los costos de mantenimiento.

Para este tipo de equipos los fluidos secos e isentrópicos son más ventajosos, aunado a esto, para lograr un mayor aumento en la producción de la turbina, se buscan por lo general fluidos que tengan alta densidad, bajo calor específico del líquido y alto calor latente. Teniendo en cuenta las preocupaciones ambientales, un fluido de trabajo apropiado debe tener poco potencial de agotamiento de ozono (ODP) y potencial de calentamiento global (GWP) [45]. Por las características expuestas anteriormente para este trabajo se empleará el fluido seco R1233zd(E) el cual cuenta con un GWP de 1 y ODP de 0, además de una temperatura crítica de 166.45 °C y calor latente de vaporización a 80 °C de 157.87 kJ/kg [46].

2.2.3 Refrigeración por compresión

El ciclo de refrigeración que es mayormente utilizado es el ciclo de refrigeración por compresión de vapor (CRCV) [47]. El CRCV (Figura 21) se podría considerar dentro de los más eficientes debido a su capacidad para aprovechar mejor las propiedades termodinámicas de los refrigerantes durante las etapas de evaporación y compresión. A través de este proceso, se consigue una transferencia de calor más efectiva entre el refrigerante y sus alrededores, lo que puede llegar a minimizar las pérdidas de energía.

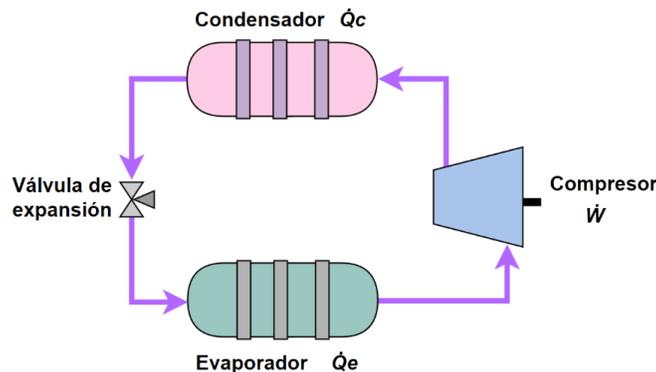


Figura 21 Ciclo de refrigeración por compresión.

Según la literatura, ya se han evaluado anteriormente fluidos de trabajo para un ciclo combinado de energía y refrigeración. Tal es el caso de González J. et al. [48] que analizaron un ciclo ORC acoplado a un ciclo de refrigeración por compresión de vapor (CRCV) mediante un enfoque en el que cada ciclo utilizaba un fluido de trabajo independiente. Se estudiaron 8 fluidos de trabajo diferentes, incluyendo refrigerantes comunes como el R22 y el R134a, además de hidrocarburos e hidrofluoroolefinas. Para seleccionar la mejor combinación de fluidos de trabajo establecieron un rango de temperaturas para la caldera y del evaporador del ORC, proponiendo de 60 °C a 100 °C y de -15 °C a 0 °C respectivamente. Como resultado se encontró que el fluido de trabajo con la mayor eficiencia y potencia neta de salida en el ORC fue el n-pentanol, mientras que el R1233zd, seguido del n-pentano y el n-butano, son los fluidos de trabajo recomendados como refrigerantes en el CRCV. No obstante, fluidos de trabajo isoentrópicos como el R1234yf, R1234ze y R1233zf son más recomendados cuando se manejan flujos másicos más pequeños.

Otro caso de estudio que se ha realizado para equipos con este diseño es el de Asim M. et al. [49] que evaluaron el desempeño y la selección del fluido de trabajo para un ciclo ORC anidado a un ciclo de compresión de vapor (CCV), que recupera calor residual a 50 °C. El análisis se llevó a cabo para un ciclo de compresión de vapor con una capacidad de refrigeración de 35 kW y el desempeño del sistema se evaluó en términos del COP neto, eficiencia térmica del ciclo y eficiencia exergética. Como resultados se encontró que el fluido R600a-R141b con COP neto de 3.5 y eficiencia térmica del ORC de 3% fueron los más adecuados para el ciclo.

Algunos ejemplos de fluidos que mayormente se emplean en ciclos ORC y de refrigeración por compresión son los ilustrados en la Tabla 5.

Tabla 5 Propiedades de los fluidos orgánicos más usados. Adaptada de [46], [48-50].

Fluido	Temperatura de condensación a 1 atm (°C)	Presión de condensación (bar)	GWP	ODP
R245fa	154.01	36.51	1,030	0
R134a	101.1	40.6	1,430	0
R601	196.55	33.7	20	0
R717	132.25	113.33	<1	0
R123	183.75	36.7	77	0.02
R245ca	174.42	39.25	693	0
R600a	135	36.47	5	0
R114	145.7	32.89	10,040	1
R600	152	37.96	20	0
R113	214.1	34.39	6,130	1
R290	96.68	42.47	20	0
R407c	86.79	45.97	1,800	0
R32	78.11	57.84	675	0
R500	105.5	44.55	8,100	0.738
R152a	113.3	45.2	124	0
R141b	204.2	42.49	9.4	0.12
R404a	72	37.2	3,900	0
R410a	70.5	48.1	2,100	0
Butano	152	40.6	20	0
R227ea	102.8	30	3,220	0
R1233zd(E)	166.45	36.2	1	0
R1234yf	94.7	33.82	<1	0

Como se mostró en el Capítulo 1, el uso de hidrocarburos conlleva numerosas consecuencias que impactan directamente a la problemática ambiental actual. Por ello, considerando los parámetros ambientales, se seleccionó el fluido de trabajo R1234yf para el ciclo de refrigeración por compresión. El fluido cuenta con una temperatura de condensación de 94.7 °C y GWP menor a 1 y ODP de 0.

2.3 Parámetros termodinámicos y ambientales

En esta sección se presentan los principales parámetros termodinámicos y ambientales que serán empleados como criterios de evaluación para los sistemas propuestos. Estos indicadores permiten cuantificar el desempeño energético y exergético de cada ciclo, así como estimar su impacto ambiental en función a la reducción de emisiones. La selección y análisis de estos parámetros es fundamental para comparar objetivamente las configuraciones planteadas y establecer su viabilidad dentro del contexto de la sostenibilidad energética.

En lo que respecta a la simulación, en primera instancia, se plantearon los balances de materia Ec.(1) y energía Ec.(2) para los componentes que conforman los ciclos propuestos en estado estacionario.

$$\sum \dot{m}_E = \sum \dot{m}_S \quad (1)$$

$$\sum \dot{m}_E h_E - \sum \dot{m}_S h_S + \dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad (2)$$

Donde \dot{m} denota los flujos másicos (kg/s); \dot{Q} las cargas térmicas (kW), \dot{W} la potencia mecánica (kW), h la entalpía específica (kJ/kg) y los subíndices E y S, entrada y salida, respectivamente.

Entre los parámetros comúnmente utilizados para la evaluación de sistemas poligenerativos se encuentran la eficiencia de primera ley, la eficiencia exergética, el cálculo de irreversibilidades y, desde el punto de vista ambiental, la estimación de emisiones evitadas. Estos indicadores resultan adecuados en sistemas poligenerativos debido a la producción simultánea de energía eléctrica, calor revalorizado y refrigeración. Dado que estas formas de energía no poseen la misma calidad termodinámica, no pueden ser evaluadas bajo un mismo criterio energético simple. Por ello, los parámetros mencionados permiten tener en cuenta tanto la cantidad como la calidad de la energía generada, proporcionando una evaluación más integral y realista del desempeño del sistema. A continuación, se presenta una descripción breve de cada uno de los parámetros considerados.

El análisis de primera ley (η_I) permite evaluar la conservación de la energía en el sistema, mientras que el análisis exergético (η_{Ex}) determina cuánta parte de esa energía puede transformarse efectivamente en trabajo útil. El cálculo de irreversibilidades (\dot{I}) cuantifica las pérdidas asociadas a la destrucción de exergía, proporcionando una medida directa de la ineficiencia termodinámica. La evaluación de la elevación bruta de temperatura (GTL) permite estimar la capacidad del ciclo para revalorizar la energía térmica de baja temperatura. Además, se incorporan los parámetros de relación de flujos (RF) y relación de presiones (RP), esenciales para identificar las condiciones operativas que favorecen una producción alta y equilibrada de los productos principales.

Para el cálculo de las eficiencias de primera ley y exergía de los ciclos propuestos, se emplean las ecuaciones (3) y (4), respectivamente [24]. Ambas eficiencias se determinan a partir de la relación entre los productos generados por el ciclo y el suministro térmico correspondiente. En este contexto, los productos considerados en el numerador incluyen la energía eléctrica, el calor revalorizado y la refrigeración por compresión. Cabe destacar que, al evaluar un ciclo en particular, se excluyen del cálculo aquellos términos que no estén presentes entre sus productos, es decir, si

una propuesta está diseñada para producir únicamente energía eléctrica los términos del calor revalorizado y la refrigeración por compresión quedan excluidos.

$$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_o}{T_A}\right) + \frac{E_c}{\eta_{II}}}{\sum \dot{Q}_{sum}} \quad (3)$$

$$\eta_{Ex} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{Q}_A \left(1 - \frac{T_o}{T_A}\right) + \frac{E_c}{\eta_{II}}}{\sum \dot{Q}_{sum} \left(1 - \frac{T_o}{T_{sum}}\right)} \quad (4)$$

Donde \dot{W}_{net} es el trabajo eléctrico producido por el ciclo, \dot{Q}_A es el calor revalorizado producido, T_o es la temperatura ambiente, T_A es la temperatura de absorción alcanzada por el calor revalorizado producido, \dot{Q}_{sum} es el suministro térmico que activa a los ciclos, T_{sum} es la temperatura de los suministros térmicos de las fuentes térmicas que activan al ciclo, E_c representa la exergía asociada a la producción de refrigeración y η_{II} corresponde a la eficiencia de segunda ley.

Como se observa en las ecuaciones (3) y (4), el parámetro asociado a la producción de refrigeración se calcula mediante la relación E_c/η_{II} . El término E_c representa el cambio en la exergía del fluido de trabajo o del fluido que se refrigera o enfría en el intercambiador de calor, y su valor se determina a partir de la ecuación (5) [24].

$$E_c = \dot{m}[(h_E - h_S) - T_o(s_E - s_S)] \quad (5)$$

Donde \dot{m} corresponde al flujo másico del sistema de refrigeración, mientras que h y s representan la entalpía y entropía, respectivamente, del absorbedor o intercambiador de calor. Los subíndices E , S indican los valores de entrada y salida del fluido de trabajo.

El segundo término, η_{II} indica la fracción de la exergía suministrada que puede convertirse efectivamente en trabajo útil. Esta eficiencia permite evaluar el desempeño termodinámico real del sistema, al considerar las irreversibilidades presentes en el proceso. En un ciclo de refrigeración, la destrucción total de exergía se calcula como la diferencia entre la exergía suministrada (potencia de entrada) y la exergía recuperada (exergía asociada al calor extraído del medio que se desea enfriar). Esta relación se expresa mediante la ecuación (6) [47].

$$\eta_{II} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_E}}{\dot{W}_{comp}} \quad (6)$$

En donde $\dot{X}_{\dot{Q}_E}$ representa la tasa de exergía correspondiente a la remoción de calor del medio de baja temperatura y \dot{W}_{comp} es la potencia de entrada. En el caso del CRCV, esta remoción corresponde al calor absorbido por el evaporador (\dot{Q}_E). Para calcular dicha tasa, se utiliza la ecuación (7) [47].

$$\dot{X}_{\dot{Q}_E} = \dot{Q}_E \left(\frac{T_o - T_{frío}}{T_{frío}} \right) \quad (7)$$

En donde \dot{Q}_E es la energía absorbida por el evaporador, T_o es la temperatura ambiente del sistema y $T_{frío}$ es la temperatura del medio frío.

Esta definición de exergía de segunda ley toma considera las irreversibilidades internas del VCRR que se empleara en este trabajo de investigación. Dichas irreversibilidades incluyen las asociadas a las transferencias de calor tanto con el espacio refrigerado como con el ambiente. Como parte del análisis del ciclo de refrigeración, también se evalúa el coeficiente de desempeño (COP), definido en la ecuación (8), el cual representa la cantidad de refrigeración útil obtenida por cada unidad de energía suministrada al sistema [47].

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_{comp}} \quad (8)$$

En lo que respecta a las irreversibilidades de los ciclos poligenerativos (\dot{I}), se puede estimar como la diferencia entre la exergía suministrada al sistema y la exergía útil obtenida del sistema, expresándose como se muestra en la ecuación (9).

$$\dot{I} = Ex_{sum} - Ex_{\acute{u}til} \quad (9)$$

Donde Ex_{sum} es la exergía suministrada por equipos eléctricos y térmicos y $Ex_{\acute{u}til}$ es la exergía generada por los productos principales.

Continuando con la elevación bruta de Temperatura (GTL), se refiere al aumento o ganancia de temperatura bruta a partir de la fuente de alimentación. Representa la revalorización de la energía obtenida por el proceso de absorción del fluido del refrigerante en la solución del AHP. Es decir, la GTL expresada en la ecuación (10) es la diferencia de temperatura entre la temperatura de absorción (T_A) y la temperatura de evaporación (T_E) [30].

$$GTL = T_A - T_E \quad (10)$$

La relación de presiones (RP) se define como la relación entre la presión máxima del sistema y la presión media definida por el proceso de evaporación, se puede observar en la ecuación (11). La relación de flujos másicos (RF) expresada por la ecuación (12), define la producción energética dentro del AHP y se calcula como la relación entre el flujo másico producido por la bomba de calor tipo I con respecto al flujo másico de la bomba de calor tipo II.

$$RP = \frac{P_A}{P_M} \quad (11)$$

$$RF = \frac{\dot{m}_{R_1}}{\dot{m}_{R_2}} \quad (12)$$

Donde \dot{m}_{R_1} es el flujo másico de la bomba de calor tipo I, \dot{m}_{R_2} es el flujo másico de la bomba de calor tipo II, P_A es la presión alta y P_M es la presión media de la AHP.

Finalmente, se realiza la evaluación ambiental de los ciclos propuestos mediante el cálculo de emisiones CO₂ evitadas de forma anual. Para ello, se utiliza el acuerdo que establece el cálculo de emisiones de gases de efecto invernadero [52]. Cuyo cálculo a detalle se muestra en el Anexo A.

Suponiendo una operación continua de 24 horas, 335 días por año y tomando como referencia una planta termoeléctrica convencional que utiliza carbón térmico de importación como combustible, las emisiones totales evitadas al usar los ciclos que se proponen se estiman en tCO₂e anuales mediante las siguientes ecuaciones. El cálculo de emisiones de gases de efecto invernadero evitadas se muestra en las ecuaciones (13), (14) y (15).

$$E_{CO_2} = V_{Comb} * PC * FE_{CO_2} \quad (13)$$

$$E_{CH_4} = V_{Comb} * PC * FE_{CH_4} \quad (14)$$

$$E_{N_2O} = V_{Comb} * PC * FE_{N_2O} \quad (15)$$

Donde E_{CO_2} , E_{CH_4} y E_{N_2O} son las emisiones de bióxido de carbono, metano y óxido nitroso, respectivamente, para el tipo de combustible empleado. V_{Comb} es el volumen consumido del tipo de combustible empleado, PC es el poder calorífico del combustible empleado y FE_{CO_2} , FE_{CH_4} y FE_{N_2O} son los factores de emisión de bióxido de carbono, metano y óxido nitroso, respectivamente, para el tipo de combustible empleado.

En seguida, para obtener el total de emisiones evitadas en tCO₂e se emplean las ecuaciones (16), (17) y (18).

$$E_{CO_2e(CO_2)} = E_{CO_2} \quad (16)$$

$$E_{CO_2e(CH_4)} = E_{CH_4} * PCG_{CH_4} \quad (17)$$

$$E_{CO_2e(N_2O)} = E_{N_2O} * PCG_{N_2O} \quad (18)$$

Donde $E_{CO_2e(CO_2)}$, $E_{CO_2e(CH_4)}$ y $E_{CO_2e(N_2O)}$ son las emisiones de bióxido de carbono equivalente proveniente del bióxido de carbono, del metano y del óxido nitroso, respectivamente, para el tipo de combustible empleado. PCG_{CH_4} y PCG_{N_2O} es el potencial de calentamiento global para el metano y para el óxido nitroso.

Finalmente, las emisiones evitadas asociadas a la generación de energía eléctrica se presentan en la ecuación (19). Sin embargo, dado que esta metodología solo contempla la producción de energía eléctrica o energía térmica, se aplica nuevamente las ecuaciones previamente descritas para calcular las emisiones correspondientes a la generación de energía térmica, obteniéndose así la ecuación (20).

$$Emisiones\ eléctricas = E_{CO_2e(CO_2)} + E_{CO_2e(CH_4)} + E_{CO_2e(N_2O)} \quad (19)$$

$$Emisiones\ térmicas = E_{CO_2e(CO_2)} + E_{CO_2e(CH_4)} + E_{CO_2e(N_2O)} \quad (20)$$

Por lo tanto, las emisiones totales de tCO₂e evitadas de forma anual de los ciclos poligenerativos se expresa en la ecuación (21) como la sumatoria de las emisiones eléctricas y térmicas.

$$Emisiones\ totales\ de\ tCO_2e = Emisiones\ eléctricas + Emisiones\ térmicas \quad (21)$$

Como se pudo apreciar en la literatura, existe un creciente interés en el desarrollo de sistemas energéticos alternativos que sean integrales y multifuncionales. Diversos estudios reportan configuraciones orientadas a la producción simultánea de energía eléctrica, calor, refrigeración y otros productos útiles, a partir de distintas combinaciones tecnológicas. Sin embargo, se ha identificado una limitada cantidad de investigaciones que integren un sistema de absorción impulsado mediante la unión de bombas de calor tipo I y tipo II, con capacidad de revalorizar energía térmica y aprovecharla posteriormente en procesos secundarios, como en un ciclo Orgánico de Rankine (ORC). En este contexto, la presente investigación propone una alternativa tecnológica que combina un sistema de absorción operado con la solución $\text{H}_2\text{O}-\text{LiBr}$, acoplado a un ciclo ORC y a un ciclo de refrigeración por compresión de vapor (CRCV), empleando refrigerantes ambientalmente amigables y fuentes térmicas de baja entalpía. Esta propuesta contribuye a la generación de nuevo conocimiento en el área, al tiempo que abre oportunidades para reducir la dependencia de los hidrocarburos y fortalecer el papel de las energías renovables en el marco de la transición energética global.

CAPÍTULO 3: Modelación termodinámica de los sistemas de poligeneración

En línea con el objetivo del trabajo de investigación, este capítulo aborda las propuestas de los ciclos poligenerativos, detallando sus características principales, incluyendo su funcionamiento y el desarrollo de su modelo termodinámico.

Para el desarrollo de la propuesta y simulación de los modelos termodinámicos, se considerarán las siguientes suposiciones termodinámicas:

- a) Se desprecian las caídas de presión en tuberías y componentes (salvo en las válvulas de expansión).
- b) Los procesos en las válvulas se asumen isoentálpicos.
- c) El sistema opera en estado estacionario y equilibrio termodinámico.
- d) Se consideran condiciones de saturación a la salida de condensadores y evaporadores.
- e) No se considera intercambio de calor con el entorno.
- f) Los cambios relacionados con la energía cinética y potencial son despreciables.
- g) La eficiencia del regenerador se considera de 0.70 [30].
- h) Las eficiencias isoentrópicas de la turbina, la bomba y el compresor son de 0.88, 0.80 y 0.93, respectivamente [27].

3.1 Propuestas de sistemas poligenerativos

3.1.1 Ciclo I generación simultánea de energía y calor revalorizado

El Ciclo I se compone de la unión de una AHP (Bomba de calor de absorción, tipo I), una AHT (Transformador de calor de absorción, tipo II) y una turbina para aprovechar el gradiente de presión en el sistema y producir energía eléctrica, similar a un ciclo Rankine, tal como se muestra en la Figura 22. El Ciclo I propuesto parte de los fundamentos de los sistemas poligenerativos de absorción como el Kalina o Goswami. Sin embargo, el sistema propuesto se caracteriza y diferencia de sus antecesores por generar energía eléctrica y calor revalorizado de forma simultánea a partir de la unión de una AHP y un AHT. Para ello, la propuesta se diseña en tres niveles de presión, y dos fuentes térmicas de activación (una a alta temperatura entre 140 y 200 °C y otra a baja temperatura entre 80 y 130 °C). Ambas fuentes térmicas de activación del proceso permiten desorber un refrigerante, que a su vez propiciará los productos deseados.

El Ciclo I cuenta con dos generadores que operan en diferentes niveles térmicos. El generador de alta temperatura (T_{G1}) produce refrigerante con alta entalpía que a su vez se utiliza para producir trabajo mecánico en una turbina. Por su parte, la segunda desorción de refrigerante se produce con la finalidad de revalorizar energía a través del proceso exotérmico de absorción. De esta manera, se busca crear un sistema poligenerativo que produce energía eléctrica y calor revalorizado de manera simultánea.

A continuación, se describe el principio de operación usando la Figura 22 como referencia: una fuente térmica de activación a alta temperatura (\dot{Q}_{G1}) se utiliza para producir refrigerante a alta temperatura y presión (estado 17). El vapor de refrigerante se expande en la turbina, produciendo energía mecánica (\dot{W}_{T1}). El refrigerante sale de la turbina a baja presión y temperatura (estado 18)

y se dirige hacia el condensador 1, donde el vapor de refrigerante se condensa, disipando calor a temperatura ambiente (\dot{Q}_{C1}). Por su parte, la segunda fuente térmica de activación (a baja temperatura) se suministra simultáneamente en el generador 2 y evaporador 1. El calor proporcionado al generador 2 se utiliza para calentar la solución diluida (solución con baja concentración de refrigerante, estado 6) que llega desde el absorbedor para tener una segunda producción de vapor de refrigerante (estado 7). La solución concentrada en refrigerante que sale del generador 2 se bombea (estado 2) y se precalienta (estado 3) en el regenerador 1 antes de ingresar al absorbedor. El vapor producido en el generador 2 (estado 7) pasa al condensador, que se une con la corriente proveniente de la turbina (estado 18) y se condensa. El refrigerante líquido que sale del condensador 1 (estado 8) es bombeado al evaporador 1 (estado 9), donde recibe calor de la segunda fuente de calor (\dot{Q}_{E1}) para evaporar nuevamente el refrigerante. Posteriormente, el vapor de refrigerante (estado 10) es enviado al absorbedor, donde es absorbido por la solución diluida en refrigerante que proviene del generador 2 (estado 3) y generador 1 (estado 16). Como resultado del proceso de absorción, se libera el calor disponible (\dot{Q}_A), que se considera revalorizado por estar en niveles energéticos superiores a las cargas térmicas suministradas en el generador 2 y evaporador 1, obteniendo, por lo tanto, un segundo producto de interés. La solución diluida en refrigerante, producto del proceso de absorción del refrigerante, se divide en dos corrientes (estados 4 y 11). Finalmente, el flujo 4 se envía al generador 2 y el flujo 11 al generador 1 para reiniciar el ciclo termodinámico de producción de refrigerante.

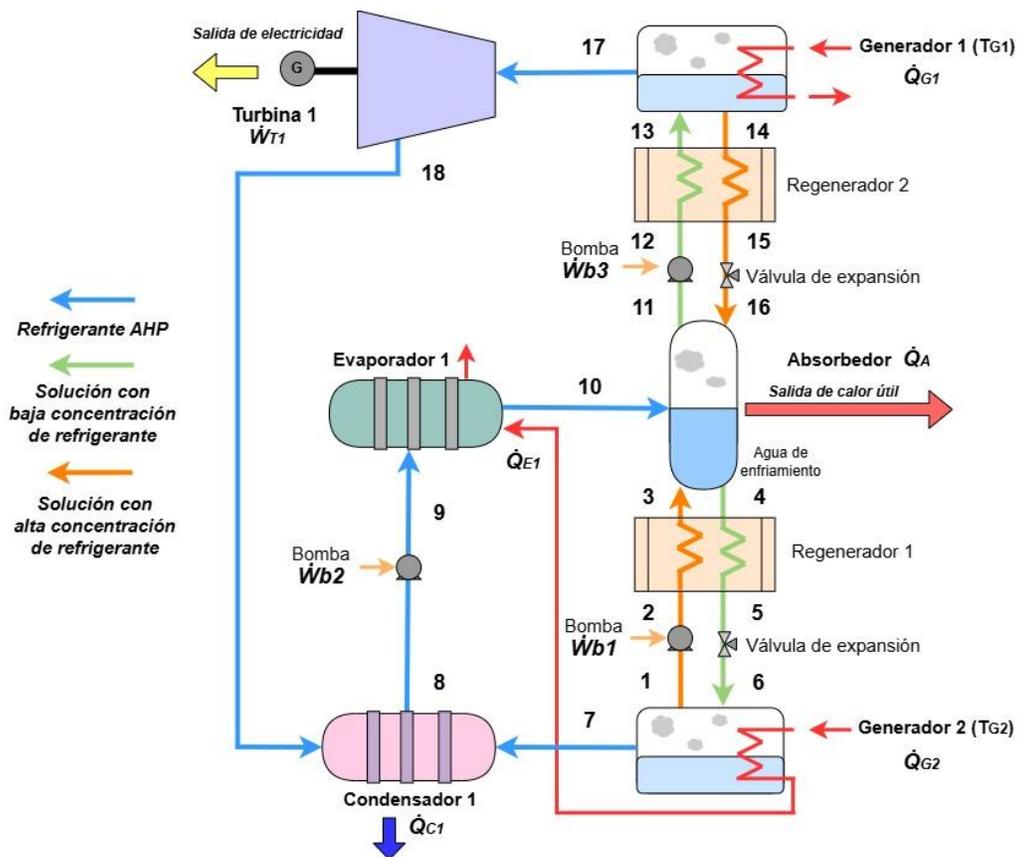


Figura 22 Ciclo I. Propuesta de sistema poligenerativo para la producción de energía eléctrica y calor revalorizado [30].

En la Tabla 6, se muestran las suposiciones termodinámicas del Ciclo I, donde \dot{m} , P y x hacen referencia a los flujos másicos, presiones y concentraciones, respectivamente.

Tabla 6 Suposiciones termodinámicas Ciclo I.

Flujos másicos	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_3$	(22)
	$\dot{m}_4 = \dot{m}_5 = \dot{m}_6$	(23)
	$\dot{m}_7 = \dot{m}_{R_2}$	(24)
	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	(25)
	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} = \dot{m}_{13}$	(26)
	$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{15} = \dot{m}_{16}$	(27)
	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18} = \dot{m}_{R_1}$	(28)
Presiones	$P_B = P_1 = P_6 = P_7 = P_8 = P_{18}$	(29)
	$P_M = P_2 = P_3 = P_4 = P_5 = P_9 = P_{10} = P_{11} = P_{16}$	(30)
	$P_A = P_{12} = P_{13} = P_{14} = P_{15} = P_{17}$	(31)
Concentraciones	$x_1 = x_2 = x_3$	(32)
	$x_4 = x_5 = x_6 = x_{11} = x_{12} = x_{13}$	(33)
	$x_{14} = x_{15} = x_{16}$	(34)
	$x_7 = x_8 = x_9 = x_{10} = x_{17} = x_{18}$	(35)
Temperaturas	$T_{C1} = T_8$	(36)
	$T_{G2} = T_7 = T_1$	(37)
	$T_A = T_{11} = T_4$	(38)
	$T_{E1} = T_{10}$	(39)
	$T_{G1} = T_{17} = T_{14}$	(40)

Continuando con el diseño termodinámico, se realizaron los balances de materia (1) y energía (2) correspondientes para cada componente, considerando las eficiencias isoentrópicas. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 7.

Tabla 7 Balances de materia y energía del Ciclo I.

Condensador	$\dot{m}_7 + \dot{m}_{18} = \dot{m}_8$	(41)
-------------	--	------

	$\dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_{18} x_{18} = \dot{m}_8 x_8$	(42)
	$\dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_{18} h_{18} = \dot{m}_8 h_8 + \dot{Q}_{C1}$	(43)
Absorbedor	$\dot{m}_{10} + \dot{m}_3 + \dot{m}_{16} = \dot{m}_{11} + \dot{m}_4$	(44)
	$\dot{m}_{10} x_{10} + \dot{m}_3 x_3 + \dot{m}_{16} x_{16} = \dot{m}_{11} x_{11} + \dot{m}_4 x_4$	(45)
	$\dot{m}_{10} h_{10} + \dot{m}_3 h_3 + \dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{11} h_{11} + \dot{m}_4 h_4 + \dot{Q}_A$	(46)
Generador 2	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_1$	(47)
	$\dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_7 x_7 + \dot{m}_1 x_1$	(48)
	$\dot{m}_6 h_6 + \dot{Q}_{G2} = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_1 h_1$	(49)
Generador 1	$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{14} + \dot{m}_{17}$	(50)
	$\dot{m}_{13} x_{13} = \dot{m}_{14} x_{14} + \dot{m}_{17} x_{17}$	(51)
	$\dot{m}_{13} h_{13} + \dot{Q}_{G1} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{m}_{17} h_{17}$	(52)
Evaporador	$\dot{m}_9 = \dot{m}_{10}$	(53)
	$\dot{m}_9 x_9 = \dot{m}_{10} x_{10}$	(54)
	$\dot{m}_9 h_9 + \dot{Q}_{E1} = \dot{m}_{10} h_{10}$	(55)
Turbina	$\dot{m}_{17} = \dot{m}_{18}$	(56)
	$\dot{m}_{17} x_{17} = \dot{m}_{18} x_{18}$	(57)
	$\dot{m}_{17} h_{17} = \dot{m}_{18} h_{18} + W_{T1}$	(58)
	$\eta_{T1} = \frac{h_{17} - h_{18}}{h_{17} - h_{18s}}$	(59)
Bomba 1	$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$	(60)
	$\dot{m}_1 x_1 = \dot{m}_2 x_2$	(61)
	$\dot{m}_1 h_1 + W_{b1} = \dot{m}_2 h_2$	(62)
	$W_{b1} = \frac{v_1(P_2 - P_1)}{\eta_B}$	(63)
Bomba 2	$\dot{m}_8 = \dot{m}_9$	(64)
	$\dot{m}_8 x_8 = \dot{m}_9 x_9$	(65)
	$\dot{m}_8 h_8 + W_{b2} = \dot{m}_9 h_9$	(66)

	$\dot{W}_{b2} = \frac{v_8(P_9 - P_8)}{\eta_B} \quad (67)$
Bomba 3	$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{12} \quad (68)$
	$\dot{m}_{11}x_{11} = \dot{m}_{12}x_{12} \quad (69)$
	$\dot{m}_{11}h_{11} + W_{b3} = \dot{m}_{12}h_{12} \quad (70)$
	$\dot{W}_{b3} = \frac{v_{11}(P_{12} - P_{11})}{\eta_B} \quad (71)$
Regenerador 1	$\dot{m}_2 + \dot{m}_4 = \dot{m}_3 + \dot{m}_5 \quad (72)$
	$\dot{m}_2x_2 + \dot{m}_4x_4 = \dot{m}_3x_3 + \dot{m}_5x_5 \quad (73)$
	$\dot{m}_2h_2 + \dot{m}_4h_4 = \dot{m}_3h_3 + \dot{m}_5h_5 \quad (74)$
	$\eta_R = \frac{T_4 - T_5}{T_4 - T_2} \quad (75)$
Regenerador 2	$\dot{m}_{12} + \dot{m}_{14} = \dot{m}_{13} + \dot{m}_{15} \quad (76)$
	$\dot{m}_{12}x_{12} + \dot{m}_{14}x_{14} = \dot{m}_{13}x_{13} + \dot{m}_{15}x_{15} \quad (77)$
	$\dot{m}_{12}h_{12} + \dot{m}_{14}h_{14} = \dot{m}_{13}h_{13} + \dot{m}_{15}h_{15} \quad (78)$
	$\eta_R = \frac{T_{14} - T_{15}}{T_{14} - T_{12}} \quad (79)$

Finalmente, para realizar el análisis termodinámico del Ciclo I, se proponen los siguientes parámetros de desempeño: coeficiente energético de la primera ley (3), de análisis exergético (4), análisis de irreversibilidades (9) y revalorización de energía (GTL) (10). Además, para calcular el impacto ambiental en función de las emisiones de CO₂e evitadas anualmente, se usa la metodología descrita en el apartado 2.3. Tal como se presentan en la Tabla 8.

Tabla 8 Parámetros de desempeño del Ciclo I.

Potencia neta	
$\dot{W}_{net1} = \dot{W}_{T1} - \dot{W}_{b1} - \dot{W}_{b2} - \dot{W}_{b3}$	(80)
Parámetro de desempeño de primera ley	
$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net1} + \dot{Q}_A \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_4} \right) \right]}{\dot{Q}_{G1} + \dot{Q}_{G2} + \dot{Q}_{E1}}$	(81)
Eficiencia exergética	

$\eta_{Ex} = \frac{\dot{W}_{net1} + \dot{Q}_A \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_4}\right)\right]}{\dot{Q}_{G1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{17}}\right)\right] + \dot{Q}_{G2} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_7}\right)\right] + \dot{Q}_{E1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{10}}\right)\right]} \quad (82)$	
Irreversibilidad	
$i = \dot{Q}_{G1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{14}}\right)\right] + \dot{Q}_{G2} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_1}\right)\right] + \dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2} + \dot{W}_{b3} - \dot{Q}_{E1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{10}}\right)\right] - \dot{Q}_A \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_4}\right)\right] - \dot{W}_{T1} \quad (83)$	
Revalorización de energía	
$GTL = T_A - T_{E1} \quad (84)$	
Relación de flujos másicos	
$RF = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_7} \quad (85)$	
Relación de presiones	
$RP = \frac{P_A}{P_M} = \frac{P_{17}}{P_{11}} \quad (86)$	
Balance general de energía	
$Balance = \dot{Q}_{G1} + \dot{Q}_{G2} + \dot{Q}_{E1} + \dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2} + \dot{W}_{b3} - \dot{Q}_A - \dot{W}_{T1} - \dot{Q}_{C1} \quad (87)$	
Emisiones de tCO ₂ e [52]	
$Emisiones\ totales\ de\ tCO_2e = Emisiones\ eléctricas + Emisiones\ térmicas \quad (21)$	

3.1.2 Ciclo II generación simultánea de energía, calor revalorizado y ciclo ORC

El Ciclo II (Figura 23) representa una segunda propuesta de ciclo poligenerativo, la cual, además de una AHP tipo I, una AHT tipo II y una turbina, integra un ciclo ORC regenerativo, con el objetivo de potenciar la producción de energía eléctrica a través del aprovechamiento del calor revalorizado por el absorbedor. Al incorporar este ciclo secundario al sistema, se busca el aprovechamiento integral de los recursos derivados de una misma fuente de suministro.

El funcionamiento del Ciclo II es similar al del Ciclo I, pero con el objetivo adicional de aprovechar el calor útil proporcionado por el absorbedor (\dot{Q}_A). El intercambio genera vapor saturado a partir del fluido de trabajo (estado 19), que se expande en la turbina 2 (estado 20), accionándola para producir electricidad (\dot{W}_{T2}) mediante un generador acoplado. Posteriormente, el vapor pasa al condensador 2 (estado 21), donde cede calor al ambiente (\dot{Q}_{C2}) y se condensa en estado líquido. El fluido orgánico se bombea nuevamente al regenerador 3 (estado 23) donde se precalienta previamente a la llegada del evaporador (estado 24), reiniciando así el ciclo secundario de producción de energía eléctrica.

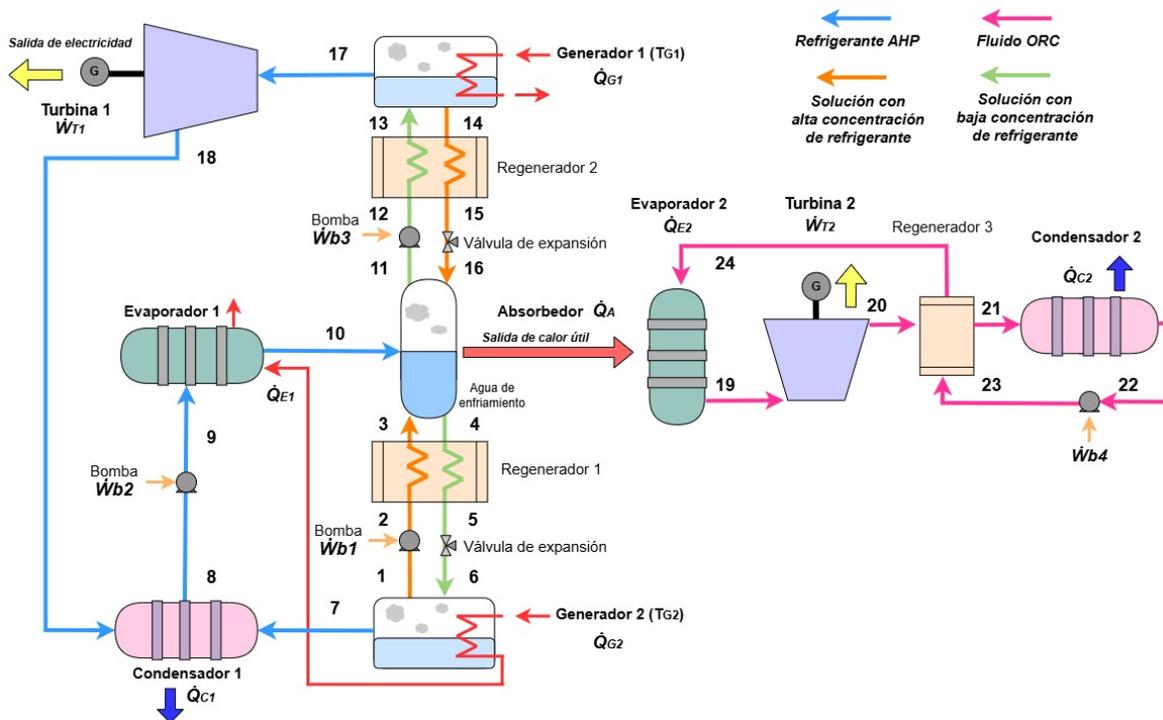


Figura 23 Ciclo II. Propuesta de sistema para la producción doble de energía eléctrica a través de bomba de calor modificada y ORC regenerativo.

Considerando las suposiciones termodinámicas descritas al inicio del capítulo y la Tabla 6 como parte del Ciclo II, se adicionan los siguientes estados termodinámicos correspondientes al ciclo añadido ORC.

Tabla 9 Estados termodinámicas Ciclo II.

Presiones	$P_{19} = P_{23} = P_{24}$	(88)
	$P_{20} = P_{21} = P_{22}$	(89)

Siguiendo con el diseño termodinámico, se efectúan los balances de materia (1) y energía (2) correspondientes para cada estado termodinámico, considerando las eficiencias isoentrópicas de los componentes. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 7 y Tabla 10.

Tabla 10 Balances de materia y energía del Ciclo II correspondientes al ciclo ORC.

Evaporador 2	$\dot{m}_{24} = \dot{m}_{19}$	(90)
	$\dot{m}_{24}x_{24} = \dot{m}_{19}x_{19}$	(91)
	$\dot{m}_{24}h_{24} + \dot{Q}_{E2} = \dot{m}_{19}h_{19}$	(92)
Condensador 2	$\dot{m}_{21} = \dot{m}_{22}$	(93)
	$\dot{m}_{21}x_{21} = \dot{m}_{22}x_{22}$	(94)

	$\dot{m}_{21}h_{21} = \dot{m}_{22}h_{22} + \dot{Q}_{C2}$	(95)
Regenerador 3	$\dot{m}_{20} + \dot{m}_{23} = \dot{m}_{21} + \dot{m}_{24}$	(96)
	$\dot{m}_{20}x_{20} + \dot{m}_{23}x_{23} = \dot{m}_{21}x_{21} + \dot{m}_{24}x_{24}$	(97)
	$\dot{m}_{20}h_{20} + \dot{m}_{23}h_{23} = \dot{m}_{21}h_{21} + \dot{m}_{24}h_{24}$	(98)
	$\eta_R = \frac{T_{20} - T_{21}}{T_{20} - T_{23}}$	(99)
Turbina 2	$\dot{m}_{19} = \dot{m}_{20}$	(100)
	$\dot{m}_{19}x_{19} = \dot{m}_{20}x_{20}$	(101)
	$\dot{m}_{19}h_{19} = \dot{m}_{20}h_{20} + \dot{W}_{T2}$	(102)
	$\eta_{T1} = \frac{h_{19} - h_{20}}{h_{19} - h_{20s}}$	(103)
Bomba 4	$\dot{m}_{22} = \dot{m}_{23}$	(104)
	$\dot{m}_{22}x_{22} = \dot{m}_{23}x_{23}$	(105)
	$\dot{m}_{22}h_{22} + \dot{W}_{b4} = \dot{m}_{23}h_{23}$	(106)
	$\dot{W}_{b4} = \frac{v_4(P_{19} - P_{22})}{\eta_B}$	(107)

Para evaluar el segundo ciclo propuesto, en la Tabla 11 se presentan los parámetros de desempeño y ambientales del Ciclo II.

Tabla 11 Parámetros de desempeño del Ciclo II.

Potencia neta	
$\dot{W}_{net2} = \dot{W}_{T2} - \dot{W}_{b4}$	(108)
Parámetro de desempeño de primera ley	
$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net1} + \dot{W}_{net2}}{\dot{Q}_{G1} + \dot{Q}_{G2} + \dot{Q}_{E1}}$	(109)
Eficiencia exergética	
$\eta_{Ex} = \frac{\dot{W}_{net1} + \dot{W}_{net2}}{\dot{Q}_{G1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{17}}\right)\right] + \dot{Q}_{G2} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_7}\right)\right] + \dot{Q}_{E1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{10}}\right)\right]}$	(110)
Irreversibilidad	
$\dot{i} = \dot{Q}_{G1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{14}}\right)\right] + \dot{Q}_{G2} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_1}\right)\right] + \dot{Q}_{E1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{10}}\right)\right] + \dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2} + \dot{W}_{b3} + \dot{W}_{b4} - \dot{W}_{T1} - \dot{W}_{T2}$	(111)

Revalorización de energía	
$GTL = T_A - T_{E1}$	(112)
Relación de flujos másicos	
$RF = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_7}$	(113)
Relación de presiones	
$RP = \frac{P_A}{P_M} = \frac{P_{17}}{P_{11}}$	(114)
Balance general	
$Balance = \dot{Q}_{G1} + \dot{Q}_{G2} + \dot{Q}_{E1} + \dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2} + \dot{W}_{b3} + \dot{W}_{b4} - \dot{W}_{T1} - \dot{W}_{T2} - \dot{Q}_{C1} - \dot{Q}_{C2}$	(115)
Emisiones de tCO ₂ e [52]	
$Emisiones\ totales\ de\ tCO_2e = Emisiones\ eléctricas + Emisiones\ térmicas$	(21)

3.1.3 Ciclo III generación simultánea de energía, calor revalorizado, ciclo ORC y refrigeración

En el Ciclo III (Figura 24), se plantea una mejora al Ciclo II mediante la incorporación de un sistema de refrigeración por compresión simple que aprovecha una parte de la energía generada por el sistema secundario ORC del Ciclo II. Esta modificación permite integrar la generación de un efecto de refrigeración al proceso, maximizando el aprovechamiento integral de los productos sin incrementar el consumo de la fuente térmica inicial del Ciclo I. El Ciclo III ofrece la flexibilidad de adaptarse a distintas necesidades específicas, permitiendo priorizar la generación de energía eléctrica o la producción del efecto de enfriamiento, según la aplicación requerida.

El ciclo de refrigeración por compresión opera gracias al acoplamiento turbina-compresor. Aquí, el refrigerante en estado gaseoso a baja presión es comprimido, aumentando su presión y temperatura (estado 25). Luego, fluye hacia el condensador 3, donde cede calor al medio ambiente (\dot{Q}_{C2}) y se condensa en estado líquido (estado 26). A continuación, el refrigerante pasa por una válvula de expansión, donde su presión y temperatura disminuyen (en esta parte del ciclo se tiene el mayor potencial para la producción del efecto de enfriamiento). Esta mezcla entra al evaporador 3 (estado 27), absorbiendo calor del espacio a enfriar (\dot{Q}_{E3}) y se evapora por completo antes de regresar al compresor (estado 28), produciendo así el efecto de enfriamiento y completando el ciclo.

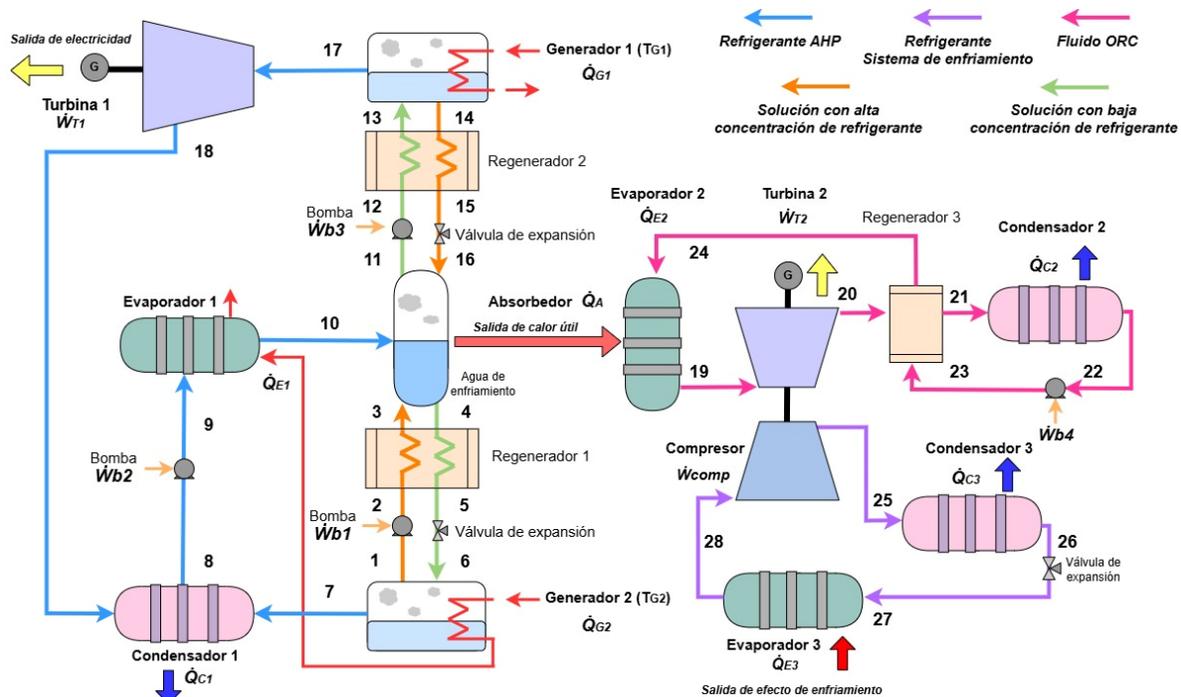


Figura 24 Ciclo III. Propuesta de sistema poligenerativo para la producción doble de energía eléctrica y Refrigeración.

Basándose en las suposiciones termodinámicas descritas al inicio del capítulo y tomando la Tabla 6 y Tabla 9 como parte del Ciclo III, se adicionan los siguientes estados termodinámicos correspondientes al ciclo de refrigeración por compresión, donde P hace referencia a la presión.

Tabla 12 Parámetros de desempeño del Ciclo III.

Presiones	$P_{25} = P_{26}$	(116)
	$P_{27} = P_{28}$	(117)

Se efectuaron los balances de materia (1) y energía (2) correspondientes para cada estado considerando las eficiencias isoentrópicas y definiendo una fracción " f " correspondiente a la proporción de energía eléctrica por parte de la turbina que alimentará al compresor del ciclo. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 7, Tabla 10 y Tabla 13.

Tabla 13 Balances de materia y energía del Ciclo III correspondientes al ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Evaporador 3	$\dot{m}_{27} = \dot{m}_{28}$	(118)
	$\dot{m}_{27}x_{27} = \dot{m}_{28}x_{28}$	(119)
	$\dot{m}_{27}h_{27} + \dot{Q}_{E3} = \dot{m}_{28}h_{28}$	(120)
Condensador 3	$\dot{m}_{25} = \dot{m}_{26}$	(121)
	$\dot{m}_{25}x_{25} = \dot{m}_{26}x_{26}$	(122)

	$\dot{m}_{25}h_{25} = \dot{m}_{26}h_{26} + \dot{Q}_{C3}$	(123)
Compresor	$\dot{m}_{28} = \dot{m}_{25}$	(124)
	$\dot{m}_{28}x_{28} = \dot{m}_{25}x_{25}$	(125)
	$\dot{m}_{28}h_{28} + \dot{W}_{comp} = \dot{m}_{25}h_{25}$	(126)
	$\dot{W}_{comp} = \dot{W}_{T2} * f$	(127)
	$\eta_{comp} = \frac{h_{25s} - h_{28}}{h_{25} - h_{28}}$	(128)

Para evaluar el último ciclo propuesto, en la Tabla 14 se presentan los parámetros de desempeño y ambientales del Ciclo III.

Tabla 14 Análisis Ciclo III.

Potencia neta	
$\dot{W}_{net3} = \dot{W}_{T1} + \dot{W}_{T2} - \dot{W}_{comp} - \dot{W}_{b1} - \dot{W}_{b2} - \dot{W}_{b3} - \dot{W}_{b4}$	(129)
Exergía refrigeración de compresión	
$E_c = \dot{m}_{27}[(h_{27} - h_{28}) - T_o(s_{27} - s_{28})]$	(130)
Tasa de Exergía	
$\dot{X}_{\dot{Q}_{E3}} = \dot{Q}_{E3} \left(\frac{T_{26} - T_{28}}{T_{28}} \right)$	(131)
Eficiencia de segunda Ley	
$\eta_{II} = \frac{\dot{X}_{\dot{Q}_{E3}}}{\dot{W}_{comp}}$	(132)
Parámetro de desempeño de primera ley	
$\eta_I = \frac{\dot{W}_{net3} + \frac{E_c}{\eta_{II}}}{\dot{Q}_{G1} + \dot{Q}_{G2} + \dot{Q}_{E1}}$	(133)
Eficiencia exergética	
$\eta_{Ex} = \frac{\dot{W}_{net3} + \frac{E_c}{\eta_{II}}}{\dot{Q}_{G1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{17}} \right) \right] + \dot{Q}_{G2} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_7} \right) \right] + \dot{Q}_{E1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{10}} \right) \right]}$	(134)
Irreversibilidad	
$i = \dot{Q}_{G1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{17}} \right) \right] + \dot{Q}_{G2} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_7} \right) \right] + \dot{Q}_{E1} \left[1 - \left(\frac{T_8}{T_{10}} \right) \right] + \dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2} + \dot{W}_{b3} + \dot{W}_{b4} + \dot{W}_{comp} - \dot{W}_{T1} - \dot{W}_{T2} - \frac{E_c}{\eta_{II}}$	(135)
Revalorización de energía	

$GTL = T_A - T_{E1}$	(136)
Relación de Flujos máscicos	
$RF = \frac{\dot{m}_{17}}{\dot{m}_7}$	(137)
Relación de presiones	
$RP = \frac{P_A}{P_M} = \frac{P_{17}}{P_{11}}$	(138)
Balance general de energía	
$Balance = \dot{Q}_{G1} + \dot{Q}_{G2} + \dot{Q}_{E1} + \dot{Q}_{E3} + \dot{W}_{b1} + \dot{W}_{b2} + \dot{W}_{b3} + \dot{W}_{b4} + \dot{W}_{comp}$ $- \dot{W}_{T2} - \dot{W}_{T1} - \dot{Q}_{C1} - \dot{Q}_{C2} - \dot{Q}_{C3}$	(139)
Coeficiente de desempeño	
$COP = \frac{\dot{Q}_{E3}}{\dot{W}_{comp}}$	(140)
Emisiones de tCO ₂ e [52]	
$Emisiones\ totales\ de\ tCO_2e = Emisiones\ eléctricas + Emisiones\ térmicas$	(21)

Con los modelos termodinámicos de las propuestas de ciclos poligenerativos definidos, y utilizando el software EES® (Engineering Equation Solver), se procedió a realizar estudios paramétricos con el objetivo de identificar los mejores puntos de operación de las diferentes propuestas. Estos estudios consideran diversas variables del proceso, tales como las temperaturas de la fuente de suministro, del ambiente, de revalorización de energía, y de evaporación, así como los flujos máscicos del refrigerante producido, las presiones de operación del sistema y las concentraciones de la solución de trabajo. Este enfoque permite llevar a cabo análisis energéticos y exergéticos detallados, proporcionando una comprensión integral del desempeño de los ciclos poligenerativos.

CAPÍTULO 4: Análisis de resultados

En la presente sección se muestran los resultados más relevantes de las simulaciones propuestas para los ciclos poligenerativos desarrollados en secciones anteriores. Para llevar a cabo la evaluación de los sistemas poligenerativos, se consideraron distintos rangos operativos para los principales parámetros como: las temperaturas de condensación (T_C); las temperaturas de suministro térmico o de generación (T_{G1} para la zona de alta temperatura y T_{G2} para la zona de baja temperatura); la temperatura de absorción (T_A), la relación de presiones (RP) y la relación de flujo másico (RF), los cuales se presentan en la Tabla 15. En lo que respecta a la T_C , esta variable tiene como objetivo estudiar el comportamiento del ciclo termodinámico bajo diferentes condiciones climáticas. En lo que respecta a las temperaturas de las fuentes de activación T_{G1} y T_{G2} , se establecieron en un rango de entre 60 y 270 °C, temperaturas que son fácilmente alcanzables con fuentes de energía que poseen baja entalpía, tales como: la energía solar, biomasa, geotérmica y el calor residual industrial, demostrando el aprovechamiento energético de fuentes limpias. En cuanto a la temperatura de absorción T_A , representa el nivel energético o potencial de energía que se va a revalorizar. Esta se encuentra limitada entre las temperaturas fuentes (T_{G1} y T_{G2}), para los estudios se analizaron diferencias entre 1 a 75 °C con respecto a T_{G2} . Finalmente, la RP y RF fueron establecidas en valores entre 1-10, con el fin de maximizar el rendimiento exergético del sistema.

Tabla 15 Rangos de operación de las variables de los ciclos poligenerativos.

Parámetro de operación	Intervalo	Unidad
T_C	25-35	°C
T_{G1}	100-270	°C
$T_{G2} = T_{E1}$	60-100	°C
T_A	1-75	°C
RP	1-10	-
RF	1-10	-
\dot{m}_7 (Base de cálculo)	1	kg/s

4.1 Ciclo I: Generación simultánea de electricidad y calor revalorizado

4.1.1 Efecto de las concentraciones de trabajo sobre el desempeño del sistema

Como se mencionó anteriormente, el Ciclo I está conformado por una bomba de calor tipo I (AHP) y un transformador térmico o bomba de calor tipo II (AHT). Como es de esperarse en sistemas de absorción, la concentración de la solución de trabajo desempeña un papel fundamental en el diseño y operación del proceso. Esto se debe, principalmente, al rango de temperaturas y presiones operativas, las cuales puede llevar la concentración a zonas críticas donde el sistema no puede operar debido a la cristalización. El Ciclo I (Figura 22) cuenta con dos circuitos de concentraciones, el primer circuito abarca los estados 1-6, mientras que el segundo incluye los estados 11-16. En estas

condiciones, se establecen dos diferenciales de concentración: $\Delta X_1 = X_1 - X_4$ (entre el absorbedor y el generador de baja presión) y $\Delta X_2 = X_{14} - X_{11}$ (entre el absorbedor y el generador de alta presión). Para lograr la producción de energía eléctrica y calor revalorizado, es necesario que los diferenciales de concentración ($\Delta X_1, \Delta X_2$) sean mayores a cero.

En la Figura 25 se muestra la variación de los diferenciales de concentración en función de los cambios en las principales variables operativas del sistema poligenerativo. En particular, la Figura 25a presenta el caso base de estudio, con los parámetros $RP=3$, $RF=1$, $T_{G2}=80^\circ\text{C}$, y $T_{G1}=160^\circ\text{C}$. A medida que la temperatura de absorción o revalorizada aumenta (GTL), se observa un cambio en los diferenciales de concentración (ΔX) y en los flujos másicos (\dot{m}) de las corrientes. En términos generales, cuando el sistema poligenerativo es capaz de suministrar energía a temperaturas más altas, la solución se aproxima a su límite operativo, lo que provoca que los diferenciales de concentración tiendan a valores cercanos a cero. Esto ocurre cuando la solución se acerca a la zona de cristalización. Como consecuencia, los flujos másicos aumentan de manera exponencial hasta que la operación del sistema se vuelve inviable. Por ello, la temperatura de absorción (T_A), que está implícitamente relacionada con la variable GTL, es un parámetro clave para determinar los límites operativos del sistema. Es fundamental realizar estudios paramétricos que permitan identificar estos límites en el desempeño de las bombas de calor, ya que la temperatura revalorizada no puede incrementarse de manera arbitraria sin comprometer la estabilidad del sistema.

En la Figura 25b, para una temperatura del generador 1 ($T_{G1}=140^\circ\text{C}$), se observa que los diferenciales de concentración disminuyen a medida que aumenta la temperatura revalorizada (GTL). Este efecto se debe principalmente a la menor cantidad de energía suministrada en comparación con el caso base. En particular, el gradiente ΔX_2 tiende a cero cuando el GTL alcanza los 26°C , lo que provoca un crecimiento exponencial en el flujo másico \dot{m}_{11} , pasando de aproximadamente 7 kg/s a 105 kg/s cerca del límite operativo. Este comportamiento compromete la viabilidad del Ciclo. Asimismo, al disminuir T_{G1} , ΔX_2 se reduce de 0.48 a 0.39 , alcanzando el valor de cero en un menor intervalo de temperatura y limitando así el rango de operación del GTL.

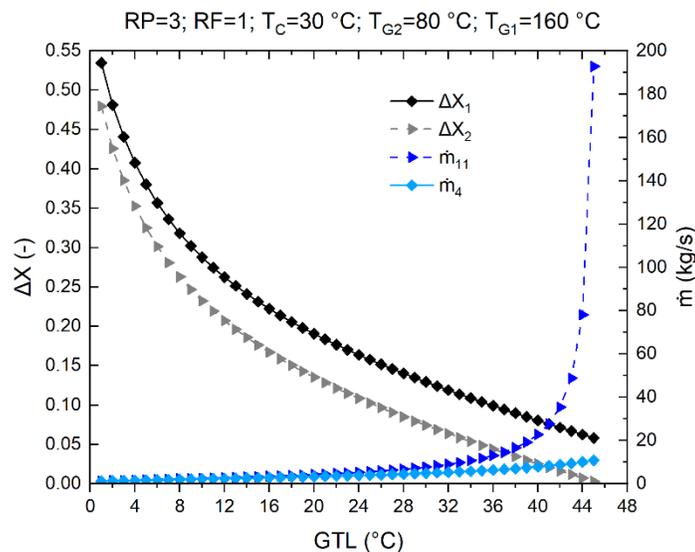
En la Figura 25c, se analiza el efecto de la variación de la temperatura de condensación ($T_C=35^\circ\text{C}$). En este escenario, el gradiente de concentración más afectado es ΔX_1 , el cual se reduce de 0.53 a 0.50 para los valores iniciales de GTL, lo que provoca una menor diferencia entre ΔX_1 y ΔX_2 . A pesar de que el GTL mantiene un rango similar al del caso base, los resultados indican que un aumento en la temperatura de condensación requerirá una mayor energía de la fuente externa para expandir las condiciones operativas del sistema, lo que contribuiría a retrasar la llegada a los límites críticos.

En la Figura 25d, se analiza el impacto de la temperatura del generador de baja presión ($T_{G2}=90^\circ\text{C}$) sobre el sistema. Esta variable influye de manera doble en el comportamiento de las concentraciones. Por un lado, la T_{G2} afecta directamente el Ciclo Inferior de la bomba de calor, definiendo las concentraciones en la zona de baja presión. Por otro lado, esta temperatura también está estrechamente vinculada a las temperaturas del evaporador, el cual determina la presión media del proceso y, en consecuencia, influye en las concentraciones del Ciclo superior de la bomba de calor del Ciclo I. El gráfico muestra que un aumento de tan solo 10°C en T_{G2} provoca que ΔX_1 opere dentro de un rango de 0.57 a 0.18 . En contraste, ΔX_2 se reduce significativamente, comenzando en 0.43 (en comparación con 0.49 en el caso base) y alcanzando cero mucho más rápido, limitando la operación en un GTL de 34°C (frente a los 46°C del caso base). Como era de

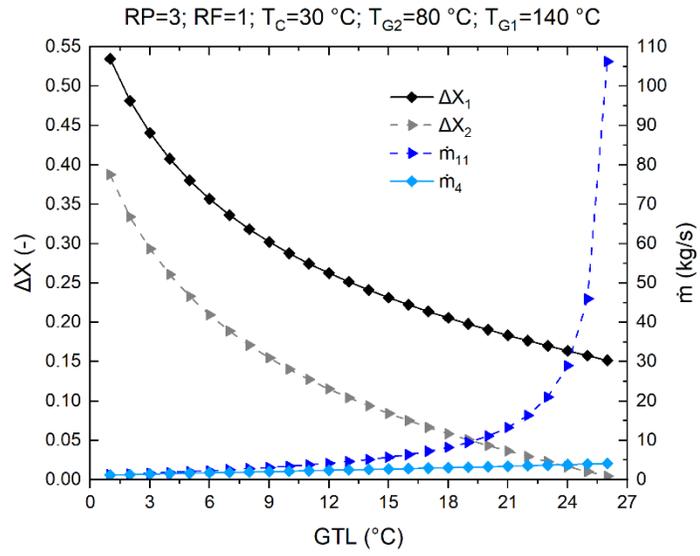
esperarse, este fenómeno genera un incremento exponencial en el flujo másico \dot{m}_{11} , alcanzando valores extraordinarios de 3,550 kg/s, lo que compromete la viabilidad operativa del sistema.

Por otro lado, en la Figura 25e, se analiza el impacto de la relación de presiones ($RP = 5$). Mientras que las presiones baja y media del sistema están determinadas por el condensador y el evaporador, respectivamente, la presión alta se define a partir del parámetro RP , que emplea concentraciones fuera del rango de cristalización. El aumento de la presión máxima (o RP) afecta exclusivamente a ΔX_2 , provocando una reducción progresiva de su valor, desde 0.40 hasta 0, lo que restringe el margen de operación del GTL, reduciéndolo a 28 °C. Si bien un mayor gradiente de presión suele estar asociado con un incremento en la producción de energía eléctrica, el aumento de RP implica un compromiso: se sacrifica la cantidad de energía revalorizada en favor de una mayor potencia generada en la turbina.

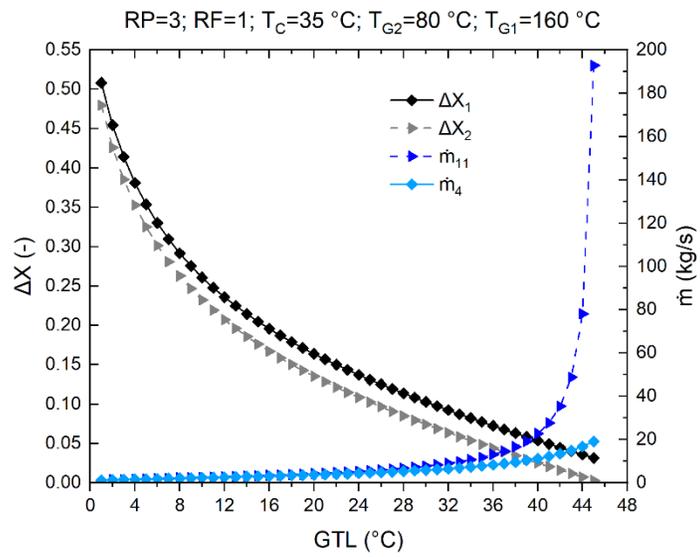
Finalmente, en las Figura 25f y 25g, se analiza el efecto de la relación de flujos (RF) considerando valores de 0.1 y 10, respectivamente. Un valor bajo de RF implica un mayor flujo másico en la zona del generador de baja presión (G_2), favoreciendo una mayor revalorización de la energía térmica del sistema. En contraste, una alta RF genera un incremento de flujos másicos en la zona del generador de alta presión (G_1), priorizando la producción de mayor potencia de expansión en la turbina. De ahí la importancia de la relación de flujos, ya que permite identificar las configuraciones óptimas para maximizar la energía entregada por el sistema. Este comportamiento se refleja en los flujos másicos \dot{m}_4 y \dot{m}_{11} . Para $RF= 0.1$, el flujo másico \dot{m}_4 es mayor al flujo másico \dot{m}_{11} (a excepción del punto que toca el límite termodinámico). Caso contrario con $RF=10$, donde \dot{m}_{11} es claramente mayor en todos los escenarios comparado con \dot{m}_4 .



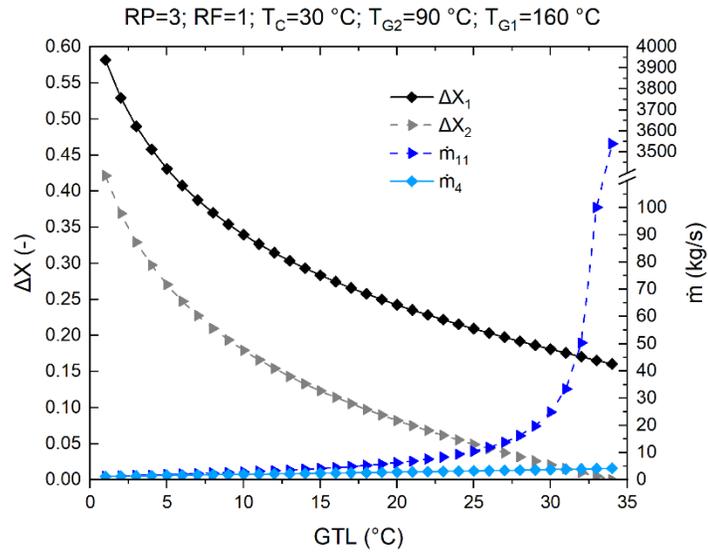
a)



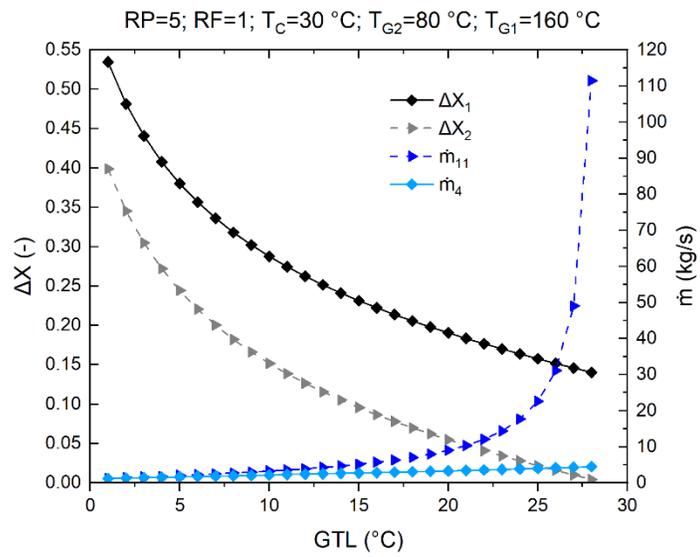
b)



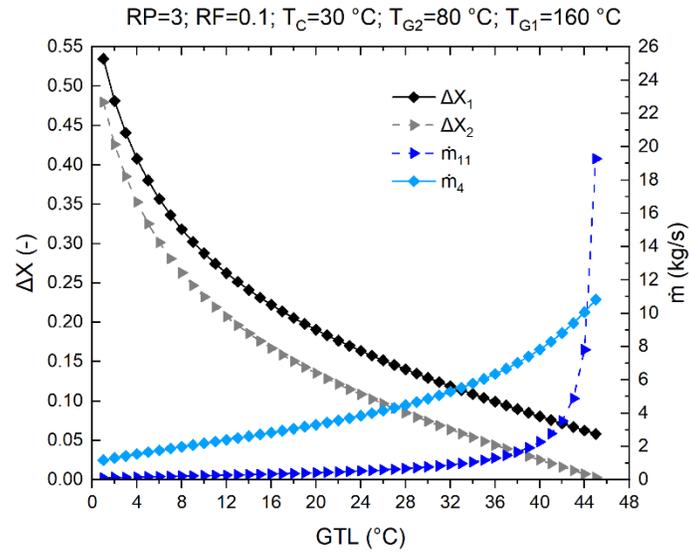
c)



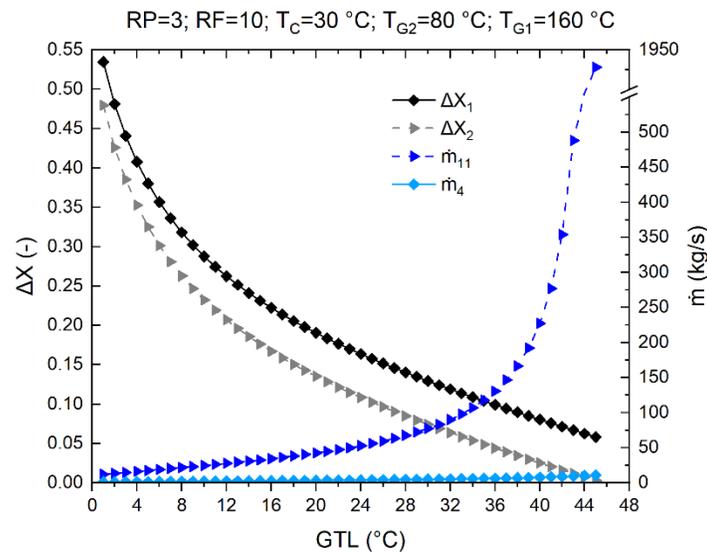
d)



e)



f)



g)

Figura 25 Concentración y flujo másico en Ciclo I. a) Caso de estudio: $RP=3$, $RF=1$, $T_C=30^\circ\text{C}$, $T_{G2}=80^\circ\text{C}$, $T_{G1}=160^\circ\text{C}$. b) efecto de $T_{G1}=140^\circ\text{C}$. c) efecto de $T_C=35^\circ\text{C}$. d) efecto de $T_{G2}=90^\circ\text{C}$. e) efecto de $RP=5$. f) efecto de $RF=0.1$. g) efecto de $RF=10$.

El análisis de las distintas variables del Ciclo revela una amplia gama de escenarios operativos, cada uno con un impacto variable sobre los diferenciales de concentración de la solución de trabajo, la cual constituye el núcleo del sistema energético.

Las condiciones óptimas de operación son aquellas que permiten mantener el sistema dentro de un amplio rango de GTL, maximizando así el aprovechamiento del calor revalorizado. Por el contrario,

cuando el sistema alcanza sus límites operativos, los flujos másicos experimentan un crecimiento exponencial, lo que conlleva un incremento considerable en el consumo de energía por bombeo. Como era de esperarse, este fenómeno resulta desfavorable, ya que reduce la eficiencia energética global del proceso.

Por ello, se recomienda operar el sistema al mayor GTL posible, evitando un aumento excesivo en los flujos másicos operativos. De esta manera, es posible lograr un equilibrio de la variable entre la potencia generada y el calor revalorizado, mejorando el desempeño general del sistema.

Con base en este análisis preliminar sobre los límites operativos, las siguientes secciones presentan estudios paramétricos más detallados sobre el impacto de las variables clave en las métricas de desempeño del sistema. Estos estudios permitirán evaluar el impacto de cada parámetro en el rendimiento del Ciclo, proporcionando información clave para potenciar su diseño y operación.

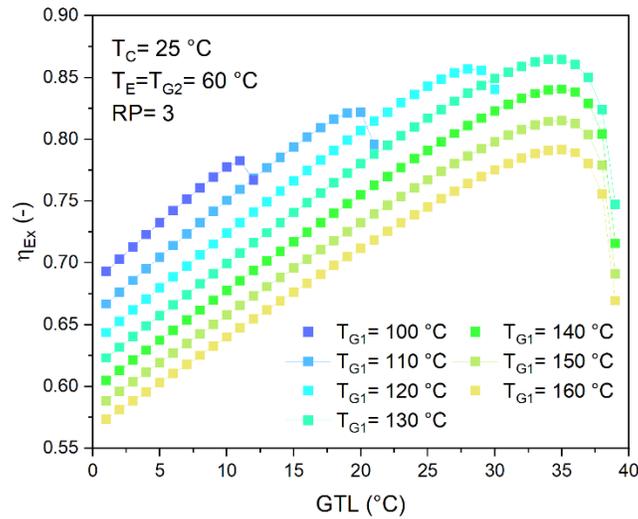
4.1.2 Evaluación de la eficiencia exergética

En las siguientes secciones, se presentarán los principales parámetros de desempeño en función de las variables operativas de interés. En los sistemas poligenerativos, uno de los principales inconvenientes de los parámetros energéticos es que, con frecuencia, se asigna el mismo peso al calor y al trabajo sin considerar la calidad de la energía. Para abordar esta limitación, la eficiencia exergética (η_{EX}) se establece como un parámetro más adecuado, ya que tiene en cuenta la calidad de la energía disponible. Esta eficiencia se define como la relación entre la exergía útil generada por el proceso y la exergía suministrada por las fuentes térmicas de activación (Ec. (82)).

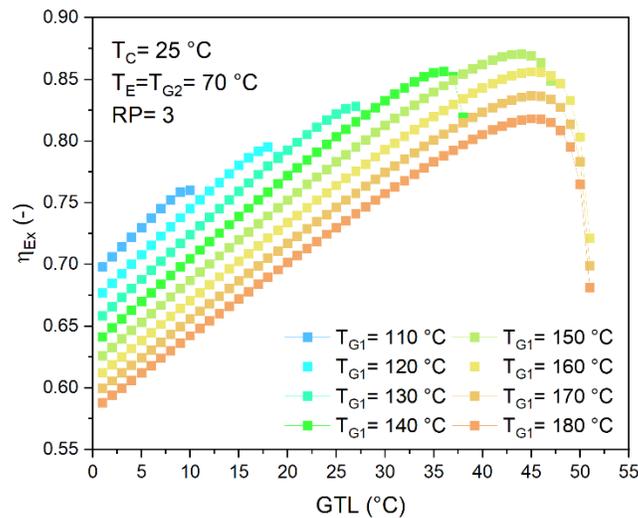
4.1.2.1 Efecto de la temperatura de suministro T_{G1}

Basándose en los rangos operativos presentados en Tabla 15, se realizaron diversos barridos de temperaturas de suministro T_{G1} , evaluando diferentes temperaturas de condensación: $T_C = 25\text{ °C}$ (Figura 26), $T_C = 30\text{ °C}$ (Figura 27) y $T_C = 35\text{ °C}$ (Figura 28). Durante el análisis de estos casos, se estudió el comportamiento de la eficiencia exergética (η_{EX}) en función de la temperatura de la fuente térmica T_{G1} . Se identificó una tendencia clara: η_{EX} alcanza un valor máximo antes de disminuir abruptamente. Además, al aumentar la temperatura de la fuente térmica, se amplía el rango de grados GTL, lo que favorece la temperatura de absorción T_A al proporcionar un mayor margen de operación. En la Figura 26a, se observa que, a medida que T_{G1} aumenta, el sistema poligenerativo adquiere la capacidad de producir calor revalorizado a mayores GTL. Por ejemplo, para temperaturas de suministro de 100 y 110 °C, se alcanzan GTL de 13 °C y 22 °C, respectivamente. Sin embargo, al seguir incrementando T_{G1} , se llega a un límite termodinámico en el que la ganancia de energía revalorizada deja de aumentar. Para temperaturas de 130 a 160 °C, el GTL máximo obtenido es de 38 °C. Si bien el incremento del GTL beneficia uno de los principales productos del sistema, el aumento de la temperatura de la fuente térmica conlleva una reducción en la eficiencia exergética. Específicamente, η_{EX} disminuye de 0.86 a 0.78 en sus valores máximos al comparar temperaturas fuente de 130 y 160 °C, respectivamente. Este comportamiento es esperado, ya que, a mayores temperaturas de operación, aumenta el potencial de degradación de la energía hacia el medio ambiente. En cuanto a las Figura 26b, 26c y 26d, se observa que el incremento de la temperatura fuente en la zona de “baja presión” permite ampliar los rangos operativos en la zona de “alta presión”. Por ejemplo, con $T_{G2} = 60\text{ °C}$, el proceso puede operar con T_{G1} de hasta 160 °C. Por su parte, para $T_{G2} = 70, 80$ y 90 °C , la temperatura máxima de T_{G1} se extiende hasta 180, 190 y 210 °C, respectivamente. Esto también trae consigo incrementos máximos del GTL del proceso,

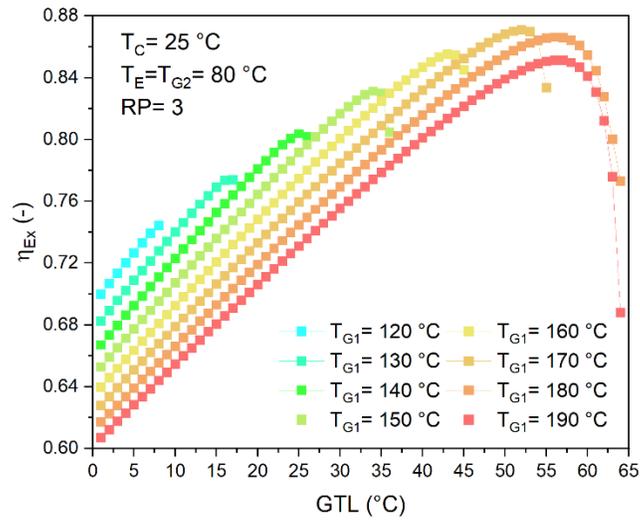
alcanzando valores de 38, 52, 64 y 80 °C, respectivamente. Este comportamiento sugiere una conclusión clave: en procesos que operan con bajas entalpías, debe existir una relación adecuada entre la temperatura de suministro de baja presión y la temperatura en la zona de alta presión. Esto es fundamental para evitar un aumento excesivo de la temperatura en la parte alta del Ciclo y garantizar un equilibrio eficiente en la conversión energética.



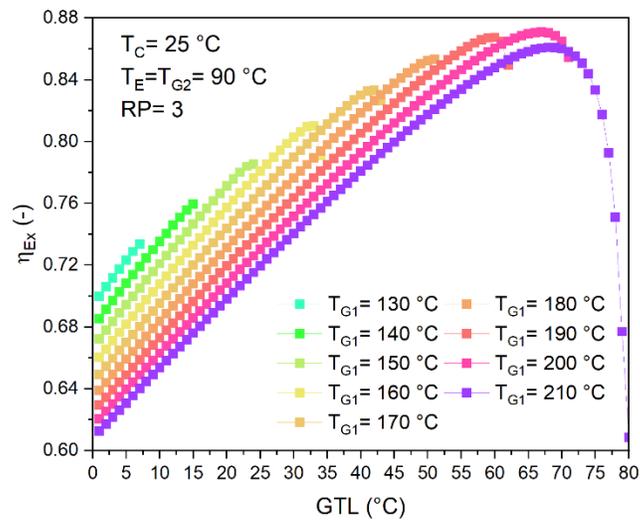
a)



b)



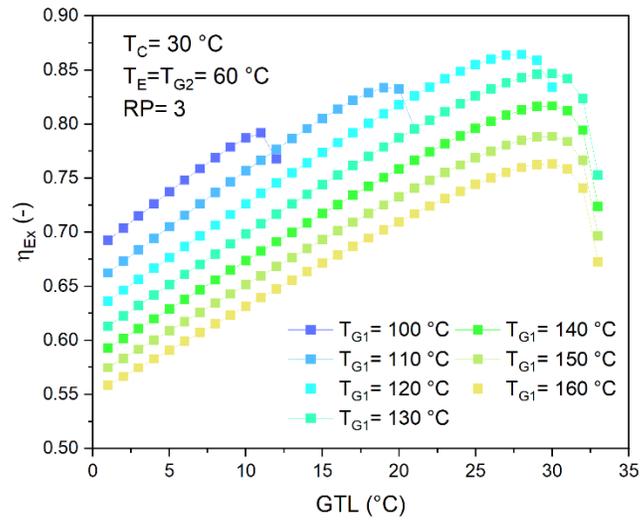
c)



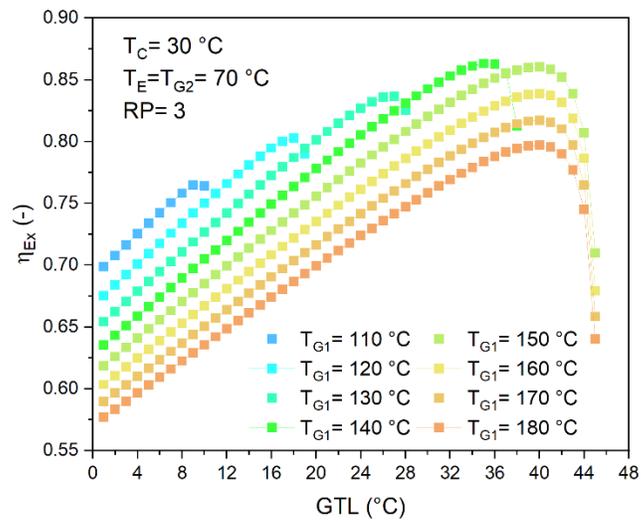
d)

Figura 26 Efecto de la η_{Ex} y las ganancias térmicas revalorizada (GTL) conforme varían las temperaturas de suministro (T_{G1} y T_{G2}) para una T_C de 25 °C. a) $T_{G2}=60$ °C, b) $T_{G2}=70$ °C, c) $T_{G2}=80$ °C, d) $T_{G2}=90$ °C.

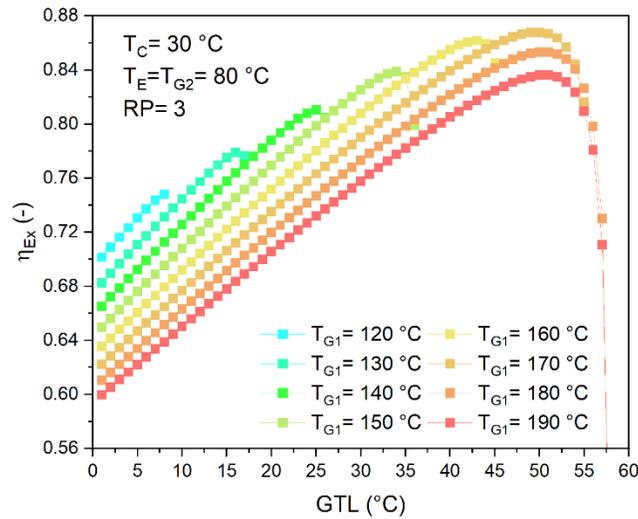
En la Figura 27 y Figura 28 se presentan los mismos análisis mostrados previamente, pero cambiando las temperaturas de condensación para cubrir un espectro más amplio en la operación de este tipo de tecnologías.



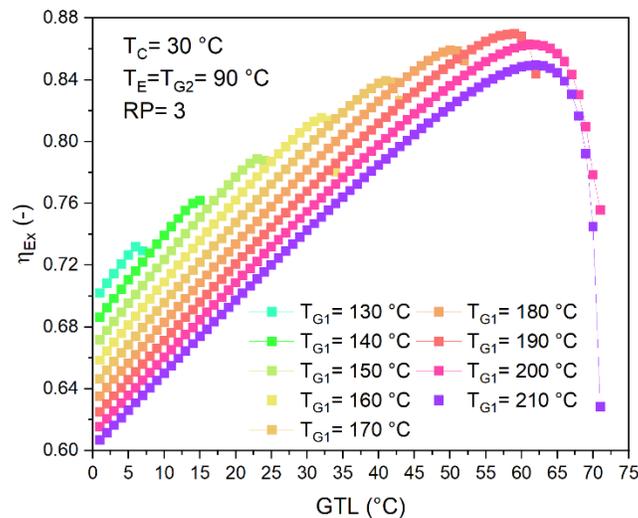
a)



b)



c)

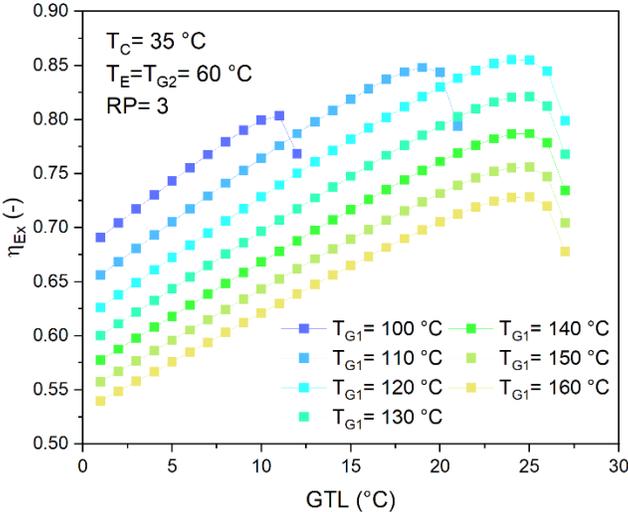


d)

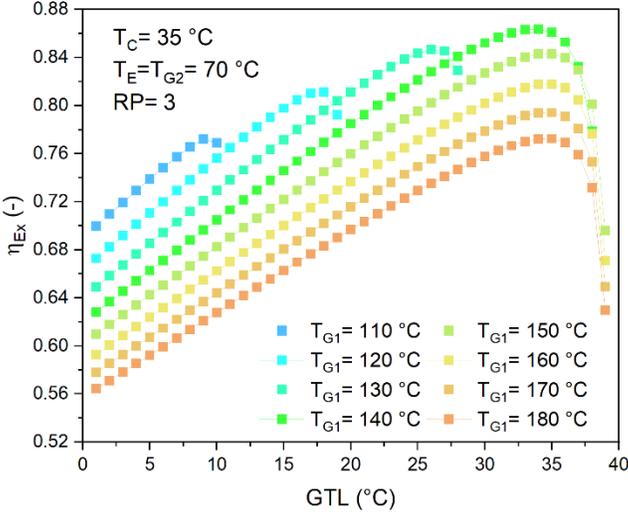
Figura 27 Efecto de la η_{Ex} y las ganancias térmicas revalorizada (GTL) conforme varían las temperaturas de suministro (T_{G1} y T_{G2}) para una T_C de 30 °C. a) $T_{G2}=60$ °C, b) $T_{G2}=70$ °C, c) $T_{G2}=80$ °C, d) $T_{G2}=90$ °C.

En la Figura 27, se observan comportamientos y tendencias muy similares a los presentados en la Figura 26. Además, se aprecia que los valores de η_{Ex} son comparables, aunque ligeramente menores que los reportados anteriormente. Sin embargo, el cambio más significativo se refleja en los GTL, ya que, en este caso, se alcanzan valores máximos de 34, 45, 57 y 72 °C para temperaturas de $T_{G2} = 60, 70, 80$ y 90 °C, respectivamente. Este fenómeno es clave para definir las condiciones de condensación del proceso, ya que influye en la elección del medio de condensación en plantas

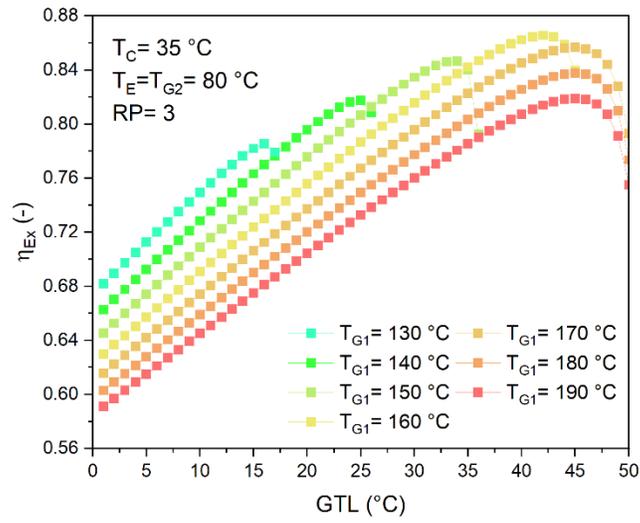
reales, determinando si es más adecuado el uso de aire o agua como agente de enfriamiento, así como las mejores condiciones para que garanticen un mejor desempeño de la planta.



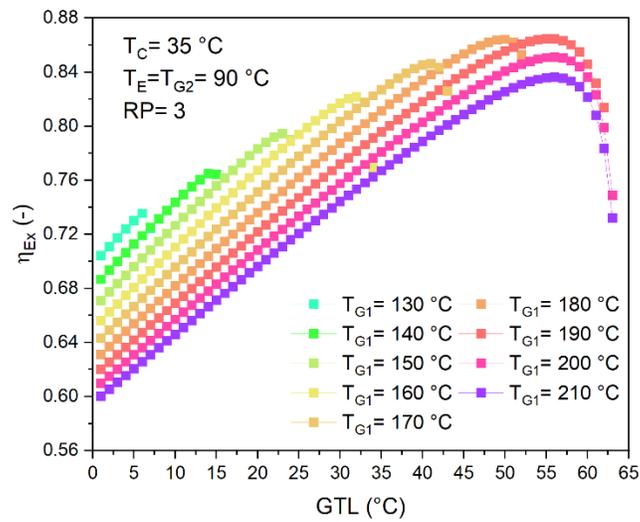
a)



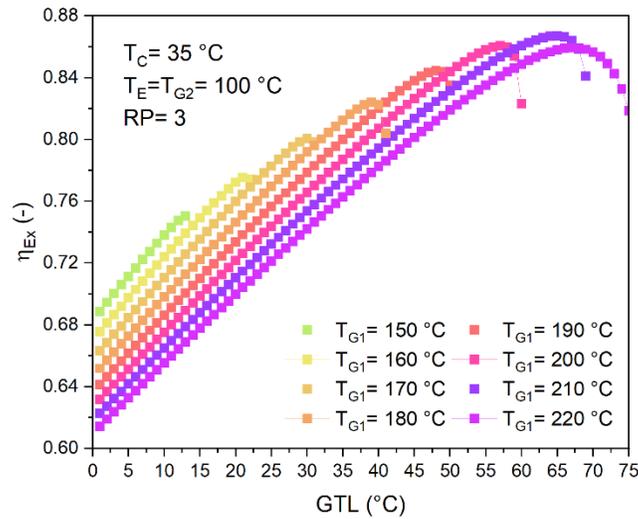
b)



c)



d)



e)

Figura 28 Efecto de la η_{Ex} y las ganancias térmicas revalorizada (GTL) conforme varían las temperaturas de suministro (T_{G1} y T_{G2}) para una T_C de 35 °C. a) $T_{G2}=60$ °C, b) $T_{G2}=70$ °C, c) $T_{G2}=80$ °C, d) $T_{G2}=90$ °C, e) $T_{G2}=100$ °C.

Para concluir el análisis de las familias de temperaturas de condensación, en la Figura 28 se presentan los resultados para $T_C=35$ °C. Un aspecto destacable en esta familia de datos es que se alcanzan valores de T_{G2} de hasta 100 °C, una temperatura que no se logró en los casos anteriores debido a la limitación impuesta por la cristalización del fluido de trabajo. Este incremento en la temperatura permite expandir el rango operativo del Ciclo, alcanzando temperaturas de suministro de hasta 220 °C y logrando una eficiencia exergética máxima de 0.867.

4.1.2.2 Efecto de la relación de presiones (RP)

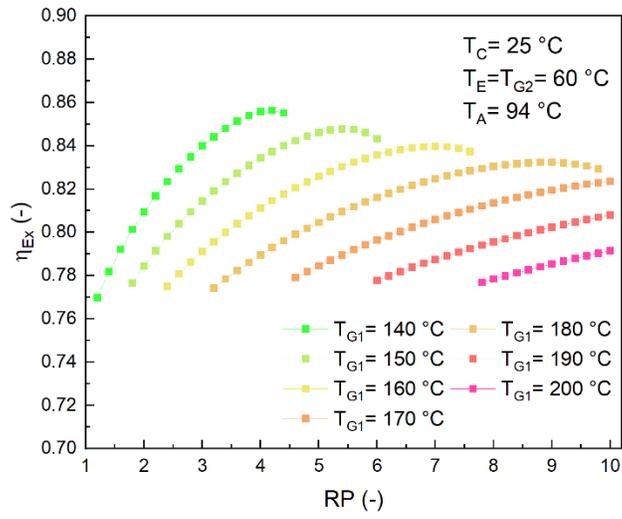
Siguiendo el mismo criterio de análisis de la sección anterior, se estudia el efecto de la relación de presiones (RP) sobre la eficiencia exergética del ciclo poligenerativo. Esta variable es fundamental, ya que determina la presión alta del proceso y, por lo tanto, está estrechamente relacionada con la producción de potencia en la turbina. Sin embargo, RP no puede incrementarse de manera arbitraria, ya que debe ajustarse junto con las temperaturas de suministro para garantizar que el sistema opere fuera de las zonas de cristalización del fluido de trabajo.

Antes de presentar los resultados, es importante señalar que, para analizar el impacto de RP, es necesario fijar una temperatura de energía revalorizada o GTL. Por lo tanto, y con base en la sección anterior, para cada caso de T_{G2} se seleccionó el GTL que presentó la mejor eficiencia exergética, asegurando así que el ciclo poligenerativo opere con la temperatura de absorción óptima (T_A) sin acercarse a la zona de cristalización. Por ejemplo, en la Figura 26a, se seleccionó un GTL de 34 °C, una temperatura revalorizada que puede alcanzarse con distintas temperaturas de suministro ($T_{G1} = 130, 140, 150$ y 160 °C). De acuerdo con la definición de GTL (Ec. (10)), la temperatura de absorción resultante es de 94 °C. Siguiendo este mismo criterio, se establecieron los valores de T_A para todos los casos. Con estos escenarios definidos, se procedió a analizar el impacto de RP variándola en un rango de 1 a 10.

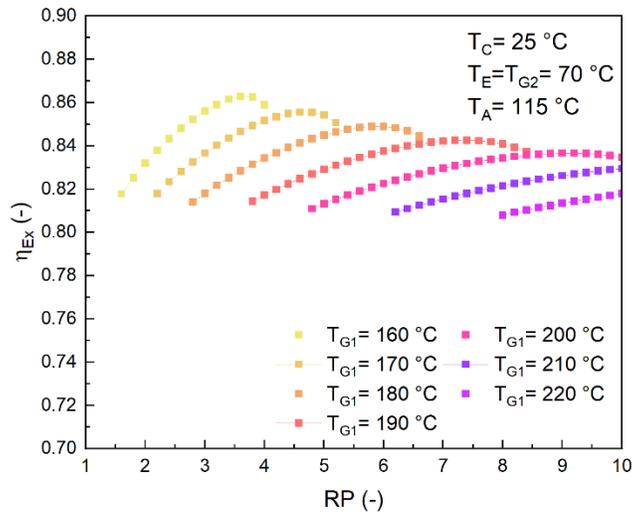
Por ejemplo, considerando una T_C de 25°C , T_{G2} de 60°C , T_A de 94°C , T_{G1} de 160 y una RP de 3 , se obtiene una presión media de 19.93 kPa. Aplicando la ecuación (11) la presión alta resulta del producto entre la presión media y la RP , lo que da como resultado 59.8 kPa para este caso. Los resultados de este análisis se presentan en la Figura 29, Figura 30 y Figura 31, donde se muestra el efecto de la RP sobre la eficiencia exergética del proceso para diferentes temperaturas de condensación.

En la Figura 29, se presentan los rangos operativos de RP para cada temperatura de suministro T_{G1} , y para cada T_{G2} en cada inciso. Es importante destacar que, para cada temperatura de suministro, se tiene un rango de RP que ofrecerá las mejores eficiencias exergéticas del proceso. Por ejemplo, en la Figura 29a, para $T_{G1} = 140^\circ\text{C}$, el sistema puede operar dentro de un rango de RP entre 1 y 4.5 . Asimismo, se observa que a medida que T_{G1} aumenta, también lo hace RP . Para temperaturas de suministro de 190 y 200°C , la RP se desplaza a rangos de $6-10$ y $7.8-10$, respectivamente.

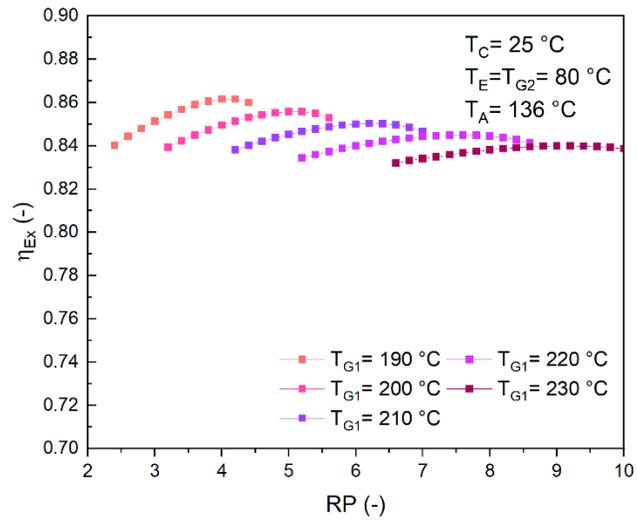
Por otro lado, al analizar una misma T_{G1} , se observa que a medida que RP aumenta, la η_{Ex} mejora. Este comportamiento es esperable, ya que el aumento de la presión alta del proceso está directamente relacionado con una mayor producción de potencia en la turbina. Sin embargo, esta tendencia no es lineal y presenta un valor máximo antes de disminuir. Esto se debe a la relación entre los productos del proceso: a mayor producción de potencia, menor revalorización de calor, y viceversa. Además, como se observa en la Figura 29b, 29c y 29d, un incremento en T_{G2} requiere temperaturas de suministro T_{G1} cada vez más elevadas, lo que a su vez demanda mayores valores de RP para mantener la estabilidad y el rendimiento del sistema. Por ejemplo, al analizar la evolución de $T_{G1} = 200^\circ\text{C}$ en cada uno de los apartados de la Figura 29, se pueden identificar tendencias clave en el desempeño del sistema. Para una $T_{G2} = 60^\circ\text{C}$, el sistema alcanza eficiencias exergéticas entre 0.77 y 0.79 , operando dentro de un rango de RP entre 8.8 y 10 . A medida que T_{G2} aumenta a 70°C , las eficiencias exergéticas mejoran ligeramente, situándose entre 0.81 y 0.83 , con un rango de RP entre 4.8 y 10 . Para una $T_{G2} = 80^\circ\text{C}$, la eficiencia exergética se incrementa aún más, alcanzando valores entre 0.84 y 0.85 , con un rango de RP de 3.2 a 5.7 . Por último, para $T_{G2} = 90^\circ\text{C}$, la temperatura de suministro T_{G1} debe ser al menos 210°C , lo que deja fuera del rango operativo la temperatura de 200°C .



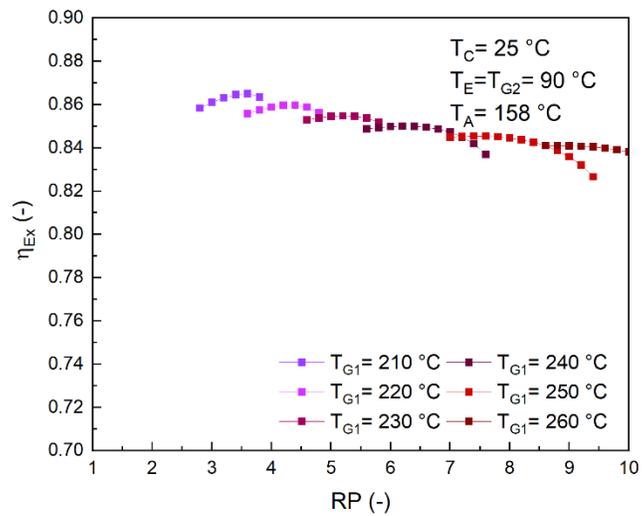
a)



b)



c)

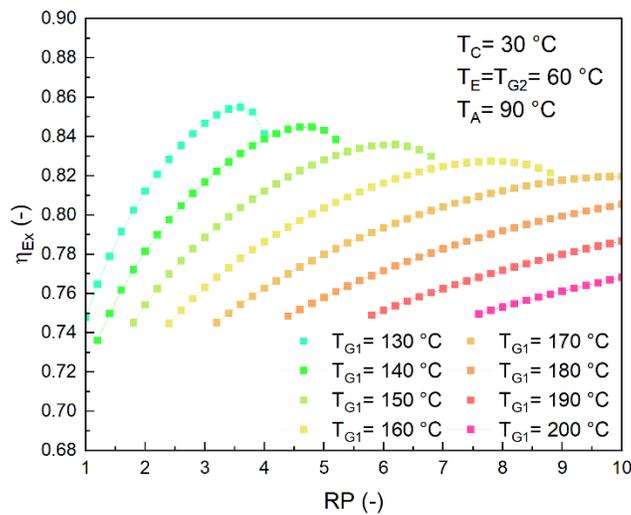


d)

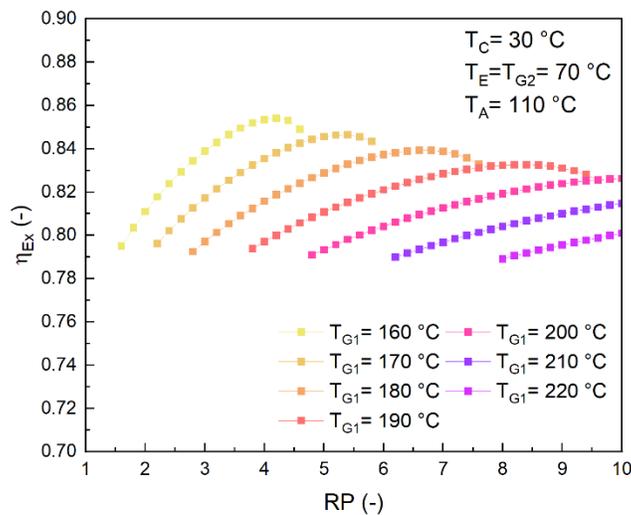
Figura 29 Efecto de la relación de presiones (RP) en la eficiencia exergética (η_{EX}) a $T_C=25\text{ °C}$. a) $T_{G2}=60\text{ °C}$, b) $T_{G2}=70\text{ °C}$, c) $T_{G2}=80\text{ °C}$, d) $T_{G2}=90\text{ °C}$.

Finalmente, en la Figura 30, se observan comportamientos y tendencias similares a los presentados en la Figura 29. Es importante destacar que, a medida que la temperatura de condensación aumenta, los valores de la eficiencia exergética disminuyen ligeramente, en concordancia con lo explicado en la Figura 25c. Por ejemplo, para una temperatura de suministro $T_{G2} = 80\text{ °C}$ y $T_{G1} = 200\text{ °C}$, se obtienen eficiencias exergéticas en los rangos de 0.83-0.85, 0.82-0.85 y 0.80-0.83, correspondientes a temperaturas de condensación de 25, 30 y 35 °C, respectivamente. Estos resultados siguen el comportamiento esperado según la teoría, confirmando la influencia de la

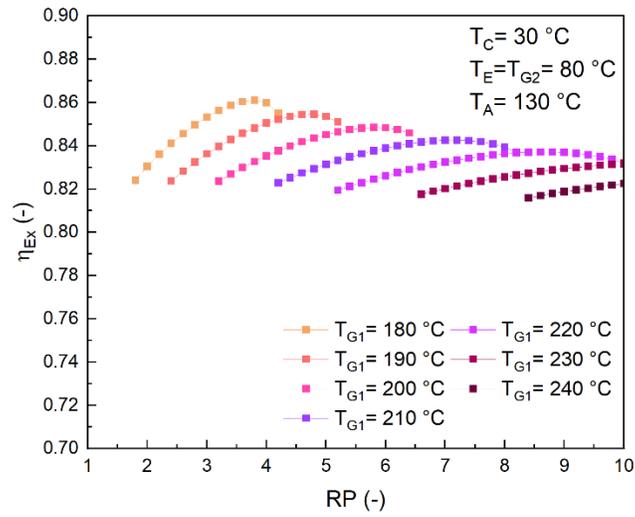
temperatura de condensación en la eficiencia del sistema. A partir de estos resultados, se puede concluir que, manteniendo una temperatura fija en la fuente de alta presión (T_{G1}), incrementar la temperatura de la zona de baja presión (T_{G2}) mejora ligeramente la eficiencia exergética del proceso. Sin embargo, este beneficio se obtiene a costa de reducir el rango operativo de la relación de presiones (RP), lo que podría limitar la flexibilidad del sistema en ciertos escenarios de operación. Por su parte, el incremento en la T_C trae consigo una disminución en las eficiencias exergéticas del proceso. En sistemas de absorción donde la limitación operativa se centra en la zona de cristalización de la solución, es importante alcanzar amplios rangos de RP para que el proceso no quede muy estrangulado en la operación y control de este.



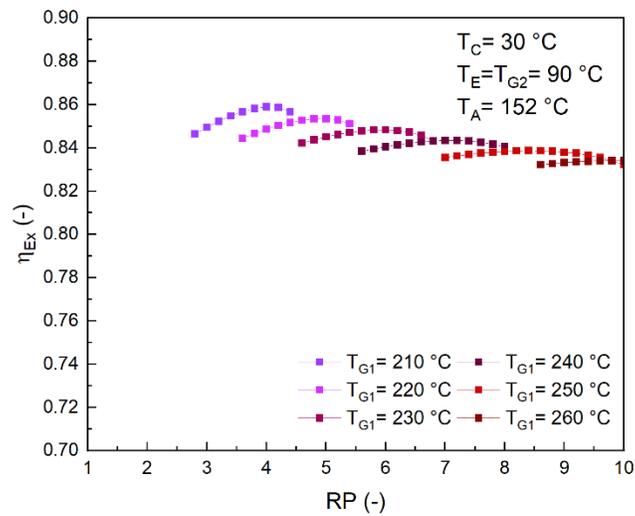
a)



b)

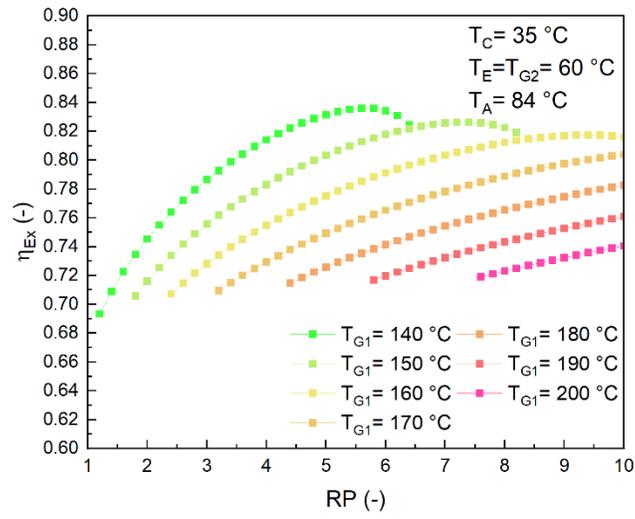


c)

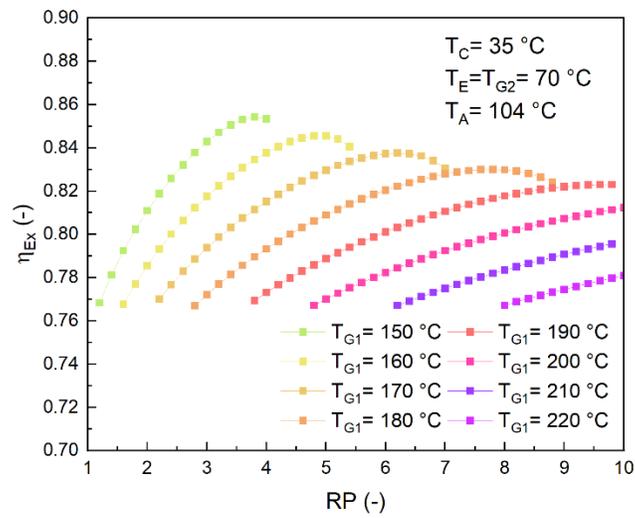


d)

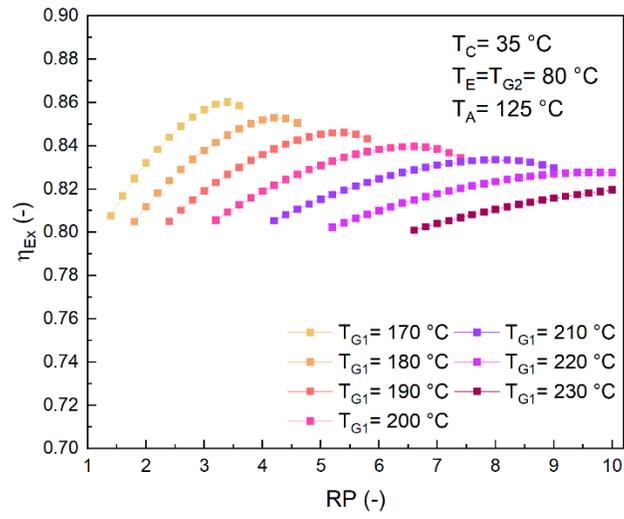
Figura 30 Efecto de la relación de presiones (RP) en la eficiencia exergética (η_{EX}) a $T_C=30\text{ }^\circ\text{C}$. a) $T_{G2}=60\text{ }^\circ\text{C}$, b) $T_{G2}=70\text{ }^\circ\text{C}$, c) $T_{G2}=80\text{ }^\circ\text{C}$, d) $T_{G2}=90\text{ }^\circ\text{C}$.



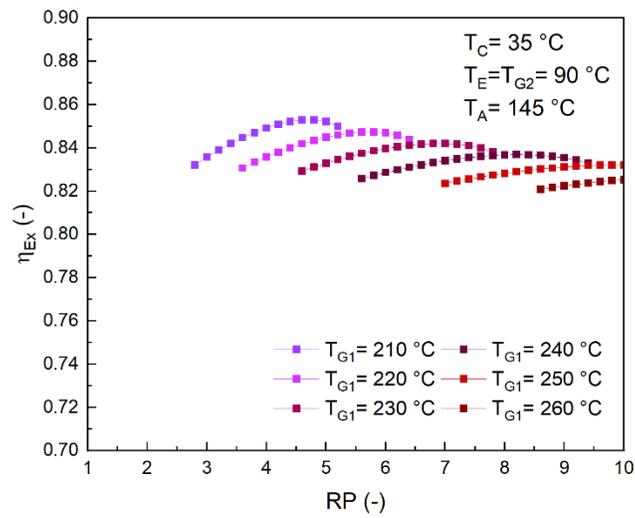
a)



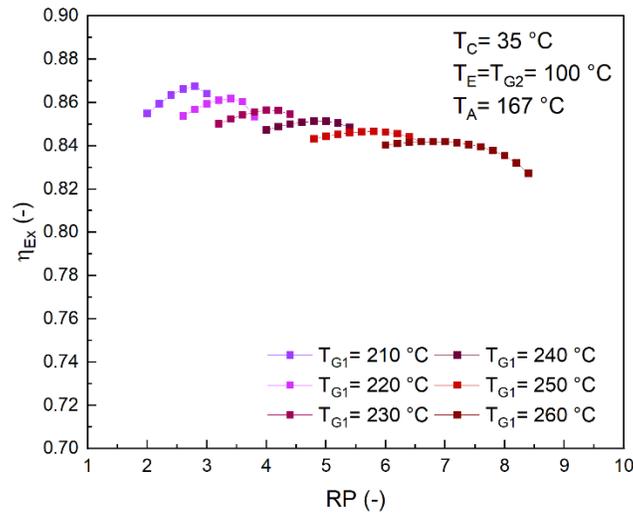
b)



c)



d)



d)

Figura 31 Efecto de la relación de presiones (RP) en la eficiencia exergética (η_{EX}) a $T_C=35$ °C. a) $T_{G2}=60$ °C, b) $T_{G2}=70$ °C, c) $T_{G2}=80$ °C, d) $T_{G2}=90$ °C.

4.1.2.3 Efecto de la relación de flujos másicos (RF)

La relación de flujos (RF) es un parámetro fundamental debido a su estrecha vinculación con la potencia de los componentes (tamaño y costos) y la eficiencia de los procesos. Dado que la potencia de cada componente está directamente influenciada por los flujos másicos que circulan a través de ellos, el análisis de RF permite encontrar las zonas de mejor desempeño del sistema poligenerativo. Tomando como referencia la Figura 22, los análisis previos consideraron como base de cálculo la producción de 1 kg/s de refrigerante, tanto en el generador de alta presión como en el generador de baja presión (\dot{m}_{17} y \dot{m}_7 , respectivamente), estableciendo así un RF inicial de 1. Sin embargo, resulta interesante analizar el efecto de modificar esta relación, es decir, aumentar el flujo másico en la zona de baja presión o en la zona de alta presión del Ciclo I. Precisamente, el parámetro RF define la mejor relación entre estos flujos másicos para mejorar el desempeño del proceso o potenciar un efecto específico dentro del sistema poligenerativo. Un valor alto de RF indica que la producción de refrigerante en \dot{m}_{17} es mayor que en \dot{m}_7 , lo que está directamente relacionado con mayores potencias en la turbina (Ec. (85)). En contraste, valores bajos de RF significan que la producción de refrigerante en \dot{m}_7 es mayor que en \dot{m}_{17} , lo que favorece la revalorización del calor en el sistema de absorción. Estos comportamientos fueron previamente descritos en la Figura 25f, y 25g. Debido a su impacto en el desempeño del sistema, RF es una variable clave en la toma de

decisiones para la operación del Ciclo I. En la Figura 32, se presenta el efecto de RF sobre la eficiencia exérgica del proceso.

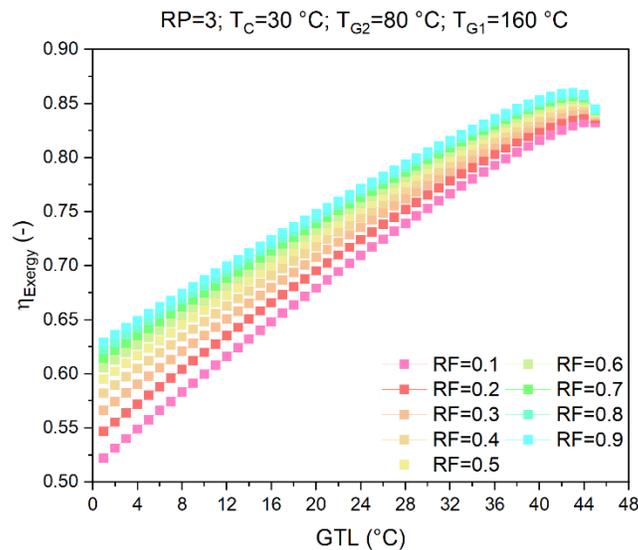
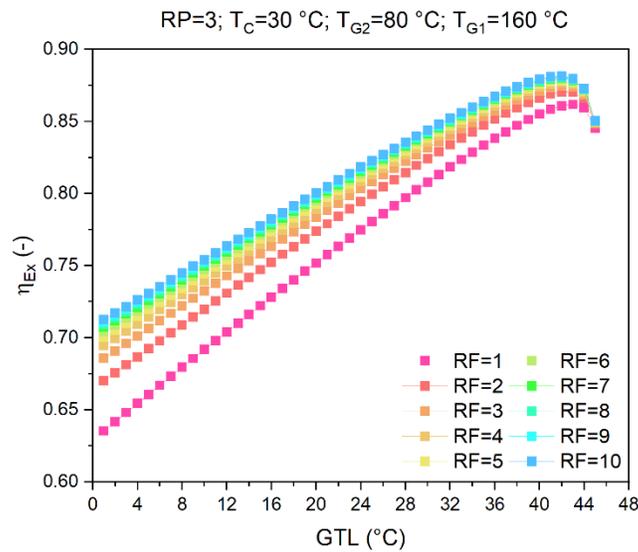


Figura 32 Efecto de la relación de flujos másicos (RF) en la eficiencia exérgica (η_{Ex}) del Ciclo I.

Como se observa en la Figura 32, a medida que la RF aumenta, también lo hace la eficiencia exérgica del proceso, siendo este efecto más pronunciado cuando el GTL es bajo. Por ejemplo, en la Figura 32b para un GTL de $4\text{ }^\circ\text{C}$, la eficiencia exérgica incrementa progresivamente con RF, pasando de 0.65 para $RF = 1$, a 0.68 con $RF = 2$, 0.70 con $RF = 3$, 0.71 con $RF = 4$ y 5, y alcanzando 0.72 con $RF = 10$. Se observa que la mayor ganancia en eficiencia exérgica ocurre en el rango de

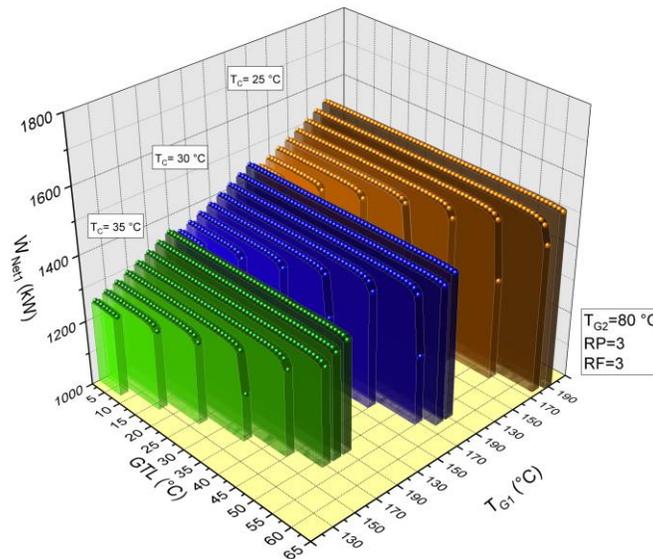
RF = 1 a 3, mientras que, para valores superiores, el beneficio es menos significativo, lo que podría hacer que la operación sea menos viable desde el punto de vista técnico y económico. Por esta razón, se identifica que un valor de RF = 3 representa una buena relación eficiencia-flujos másicos, ya que permite mejorar la eficiencia exergética sin incurrir en costos operativos elevados ni manejar flujos másicos excesivos en el proceso.

4.1.3 Parámetros de desempeño Ciclo I

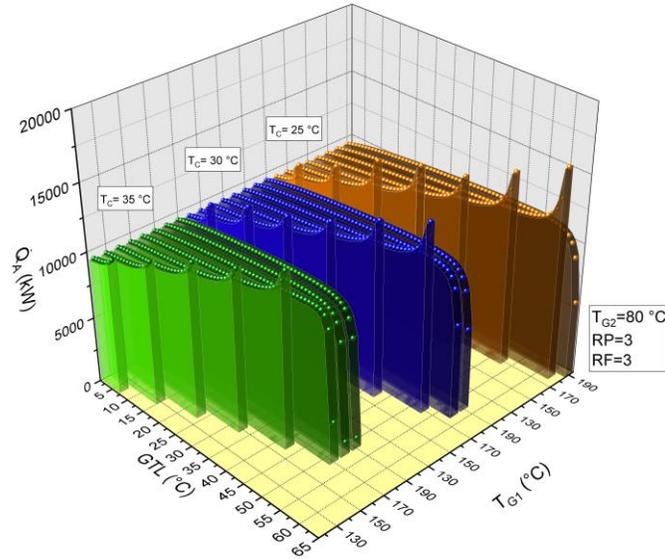
Tras realizar los análisis paramétricos en las secciones anteriores, se identificaron las variables clave que proporcionan las mejores condiciones operativas para maximizar la eficiencia energética del Ciclo I, siendo estas: RF = 3, RP = 3 y $T_{G2} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Con estos parámetros establecidos y en línea con el objetivo de la investigación, se procede a evaluar el ciclo poligenerativo mediante diversos análisis, incluyendo el análisis energético de primera ley (η_I), el análisis exergético (η_{Ex}), el estudio de irreversibilidades (\dot{I}) y el cálculo de las toneladas equivalentes de CO₂ evitado. Todos estos parámetros fueron evaluados en tres escenarios de temperatura de condensación (T_C) previamente definidos, realizando además variaciones en las temperaturas de suministro (T_{G1}) para determinar su impacto en el desempeño del sistema.

4.1.3.1 Productos principales (\dot{W}_{Net} y \dot{Q}_A)

Como se ha mencionado anteriormente, el Ciclo I tiene como objetivo principal la producción simultánea de energía eléctrica (\dot{W}_{Net1}) y calor revalorizado (\dot{Q}_A). En la Figura 33, se presentan los productos obtenidos por el Ciclo en función de T_C , T_{G1} y GTL.



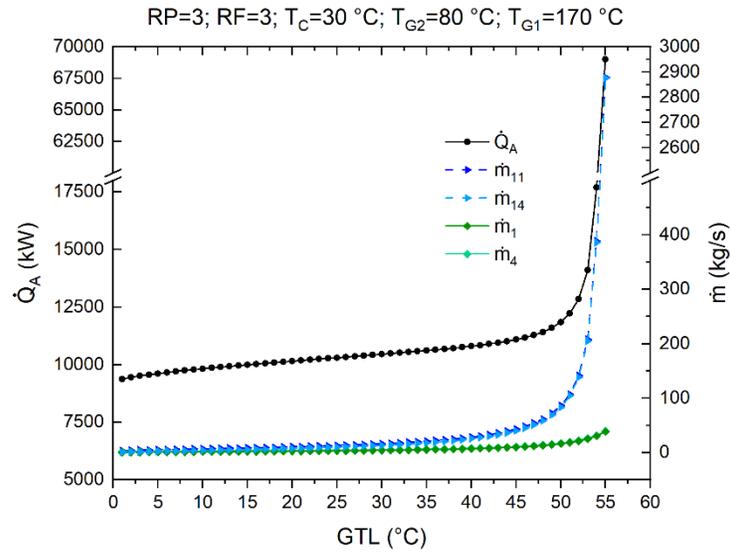
a)



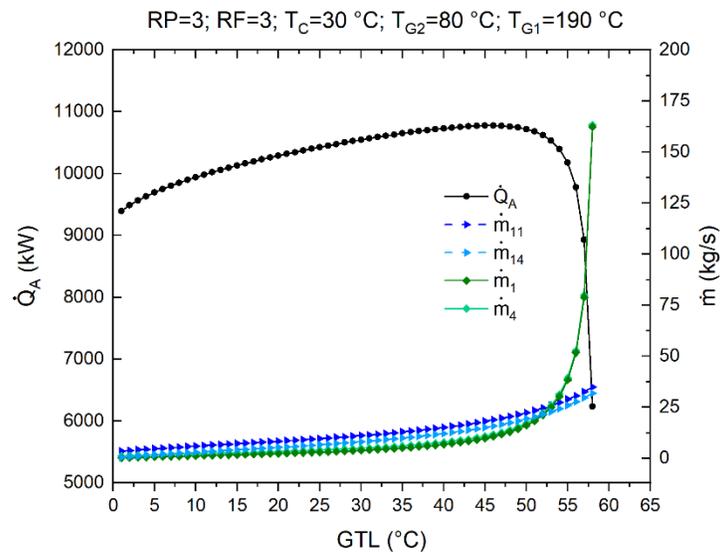
b)

Figura 33 Efecto de la T_c , T_{G1} y GTL sobre los productos principales del Ciclo I. a) \dot{W}_{Net1} b) \dot{Q}_A .

Como se puede apreciar en la Figura 33, se observa que cada temperatura de suministro T_{G1} tiene un impacto diferente en la revalorización del calor, lo que se traduce en distintos valores de GTL en el proceso. Conforme el ciclo se va acercando a su límite termodinámico, impuesto por la solución de trabajo, se pueden observar dos tendencias puntuales en la producción de \dot{Q}_A las cuales se muestran a detalle en el caso de estudio de la Figura 34. Cuando $\Delta X_1 > \Delta X_2$, lo que indica que el diferencial de concentración entre el absorbedor y el generador de baja presión es mayor que el correspondiente al generador de alta presión, \dot{Q}_A aumenta exponencialmente. En consecuencia, ΔX_2 tiende a cero antes que ΔX_1 , lo que provoca un incremento exponencial en los flujos másicos asociados a la zona de alta presión (Figura 34a). Por el contrario, cuando $\Delta X_1 < \Delta X_2$, genera un incremento considerable en los flujos másicos de la zona de baja presión, provocando que \dot{Q}_A tienda a cero (Figura 34b). En resumen, cuando los flujos másicos de la región de baja presión son mayores, el \dot{Q}_A disminuye; mientras que cuando los flujos másicos de la región de alta presión son mayores, el \dot{Q}_A incrementa. Estos comportamientos reflejan las restricciones impuestas por la solución de trabajo y su influencia en la estabilidad del sistema frente a variaciones térmicas.



a)



b)

Figura 34 Caso de estudio tendencia de \dot{Q}_A . a) $T_{G1} = 170^\circ\text{C}$ b) $T_{G1} = 190^\circ\text{C}$.

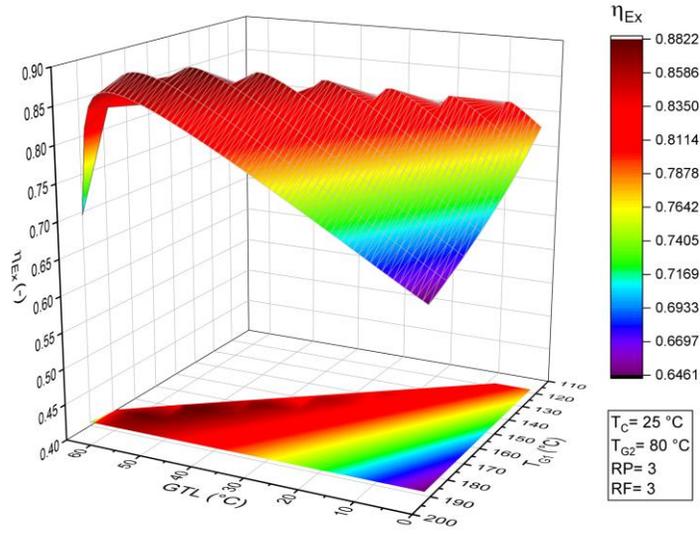
La zona recomendada para la operación del proceso es aquella justo antes de alcanzar el límite termodinámico, ya que en este punto se obtiene un equilibrio óptimo entre la producción de potencia y la revalorización de energía. En cuanto a \dot{W}_{Net1} , se observa que, cuando el sistema alcanza su límite termodinámico, impuesto por la solución de trabajo, los flujos másicos aumentan y por lo tanto las bombas requieren de mayor potencia. Este efecto ocasiona que la potencia neta tienda a disminuir logarítmicamente. Continuando, se aprecia que, para una T_C fija, la potencia neta más alta se alcanza con la mayor T_{G1} . Este comportamiento es esperable, ya que, a mayor

temperatura de suministro en la turbina, el fluido de trabajo posee mayor energía disponible para la conversión en potencia mecánica, lo que se traduce en una mayor producción de electricidad. En particular, el ciclo poligenerativo puede generar hasta 1,541 kW para $T_c = 25\text{ }^\circ\text{C}$, mientras que para $T_c = 30$ y $35\text{ }^\circ\text{C}$, la producción disminuye ligeramente a 1,446 kW y 1,351 kW, respectivamente.

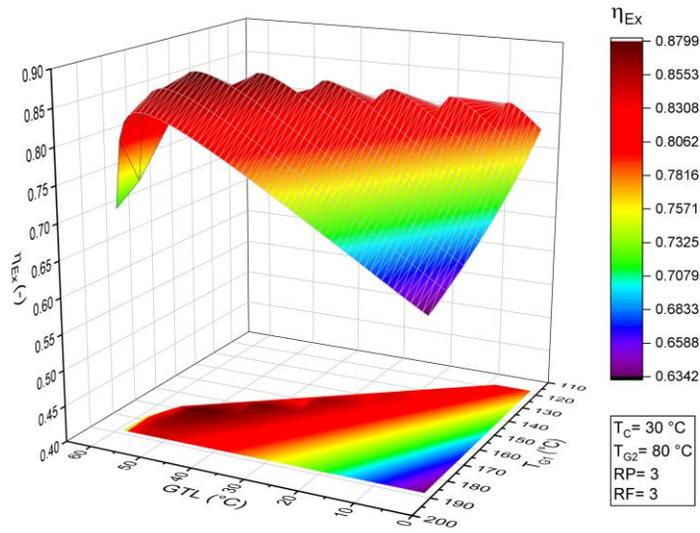
Estos resultados confirman la tendencia observada en la Figura 25c: a medida que la temperatura de condensación aumenta, se reduce la diferencia de presiones disponible para la expansión en la turbina, lo que reduce la generación de potencia. Por otro lado, al analizar la producción de \dot{Q}_A , se observa que T_{G1} no influye significativamente en los valores absolutos de calor revalorizado, pero sí afecta el GTL. Temperaturas de suministro más elevadas permiten la generación de energía revalorizada a mayores GTL. Por ejemplo, cuando $T_{G1} = 190\text{ }^\circ\text{C}$, se obtienen valores de 10,973 kW, 10,774 kW y 10,611 kW para $T_c = 25, 30$ y $35\text{ }^\circ\text{C}$, respectivamente. Finalmente, la formación de picos y tendencias a cero en las condiciones límite de operación se debe a la afectación del diferencial de concentración en la parte de alta y baja presión del Ciclo, lo que provoca un incremento exponencial en los flujos másicos, impactando el desempeño y la producción global del sistema.

4.1.3.2 Eficiencia exergética (η_{Ex}) del Ciclo I

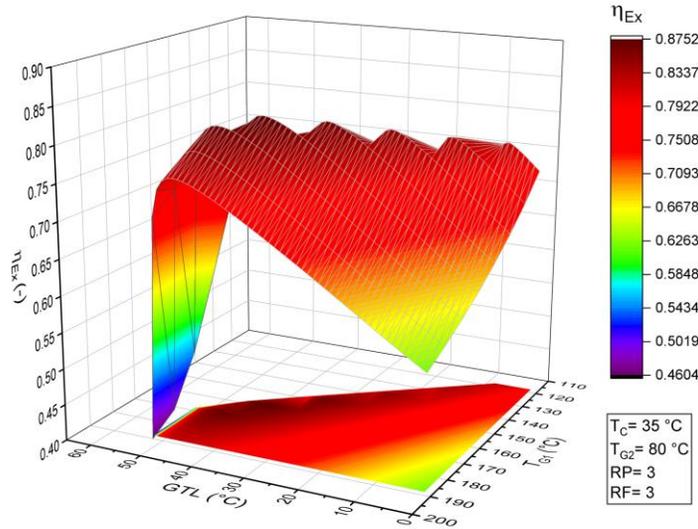
La eficiencia exergética (η_{Ex}) representa la fracción de energía útil realmente aprovechada por el Ciclo, considerando las pérdidas potenciales hacia el entorno. Un mayor valor de este indicador implica una mayor capacidad del sistema para convertir los suministros energéticos en productos útiles, optimizando el desempeño del proceso. Al analizar el comportamiento de η_{Ex} se identifica que las zonas óptimas de operación se encuentran cercanas al límite termodinámico, impuesto por la zona de cristalización de la solución de trabajo. Esto se aprecia en la sombra proyectada por las curvas del gráfico de la Figura 35, donde se concentran los valores más altos de eficiencia exergética. Por ejemplo, para una $T_c = 25\text{ }^\circ\text{C}$, se identifica una región óptima de operación en un rango de GTL entre 40 y 55 $^\circ\text{C}$, con T_{G1} entre 170 y 190 $^\circ\text{C}$, logrando eficiencias exergéticas de 0.85 a 0.88. Tendencias similares se presentan para $T_c = 30$ y $35\text{ }^\circ\text{C}$, aunque, como era de esperarse, los valores de η_{Ex} disminuyen ligeramente a mayores temperaturas de condensación, en concordancia con lo explicado anteriormente.



a)



b)

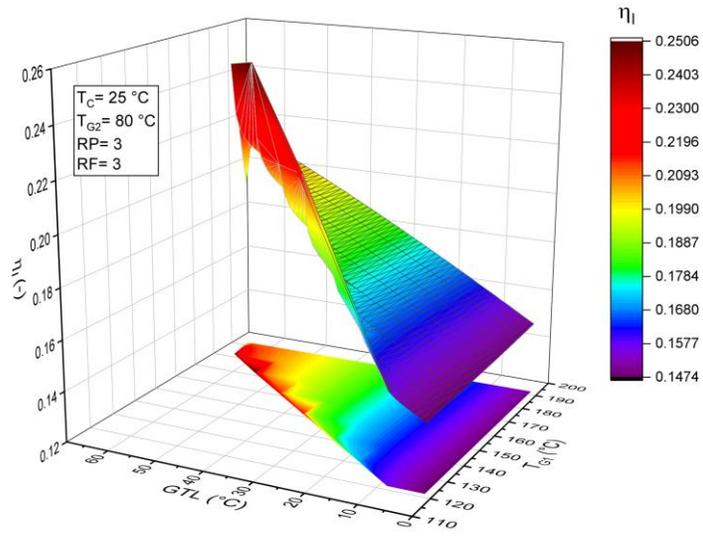


c)

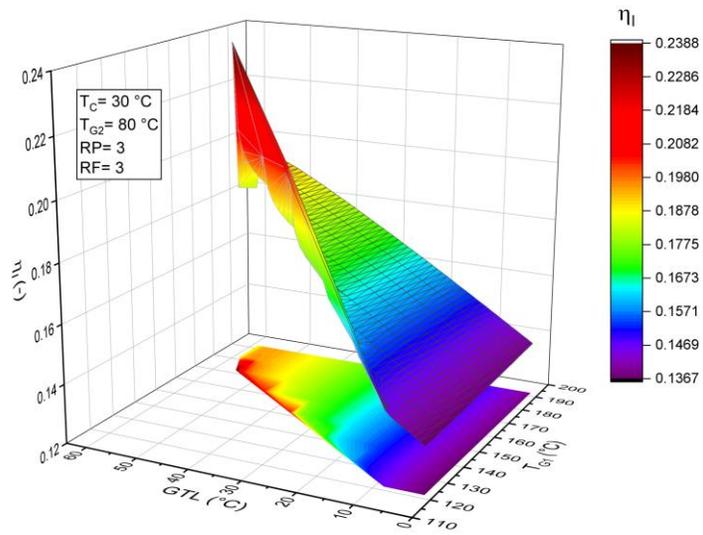
Figura 35 η_{Ex} en función de la T_c , T_{G1} y GTL . a) $T_c=25$ °C, b) $T_c=30$ °C, c) $T_c=35$ °C.

4.1.3.3 Eficiencia de primera ley (η_I) del Ciclo I

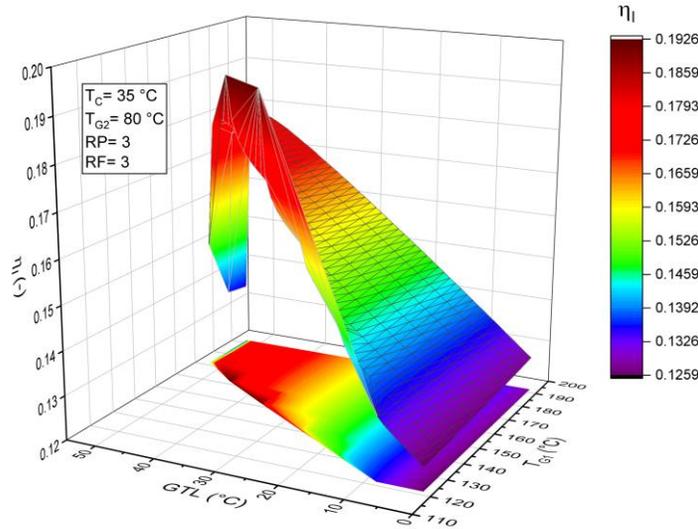
A diferencia de la eficiencia exergética, la eficiencia de primera ley mide la relación entre la exergía generada por el sistema y la energía suministrada por las fuentes de activación [24]. Como se observa en la Figura 36, los valores máximos alcanzados son 0.21, 0.19 y 0.18 para $T_c = 25, 30$ y 35 °C, respectivamente. Es evidente que la eficiencia de primera ley es menor, ya que no considera la calidad exergética de los suministros energéticos dentro del sistema poligenerativo. Sin embargo, mantiene una tendencia similar a la eficiencia exergética, alcanzando su valor máximo en $T_c = 25$ °C. Además, se observa que, al aumentar la temperatura de condensación en intervalos de 5 °C, la eficiencia disminuye de forma progresiva. Para $T_c = 25$ °C, el valor mínimo registrado es de 0.15, mientras que para $T_c = 35$ °C desciende hasta 0.13. Este comportamiento se debe a que el Ciclo alcanza nuevamente sus condiciones límite de operación, lo que afecta los flujos másicos y exige un mayor trabajo de bombeo. Como consecuencia, el consumo de energía aumenta, impactando directamente en la eficiencia de primera ley y provocando su reducción.



a)



b)

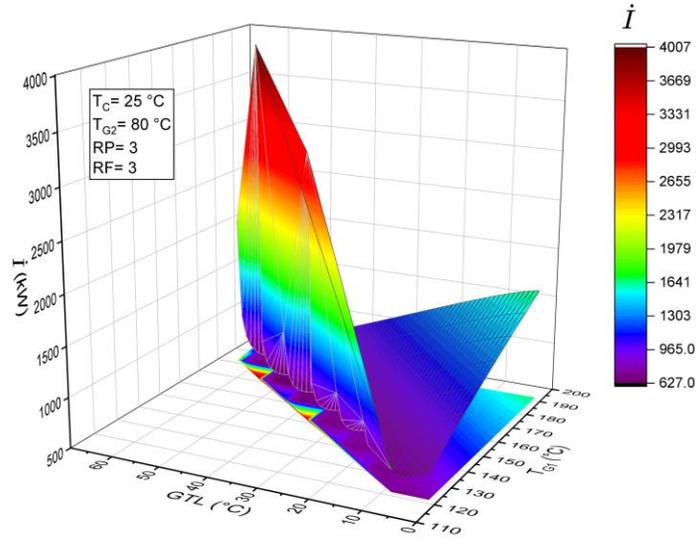


c)

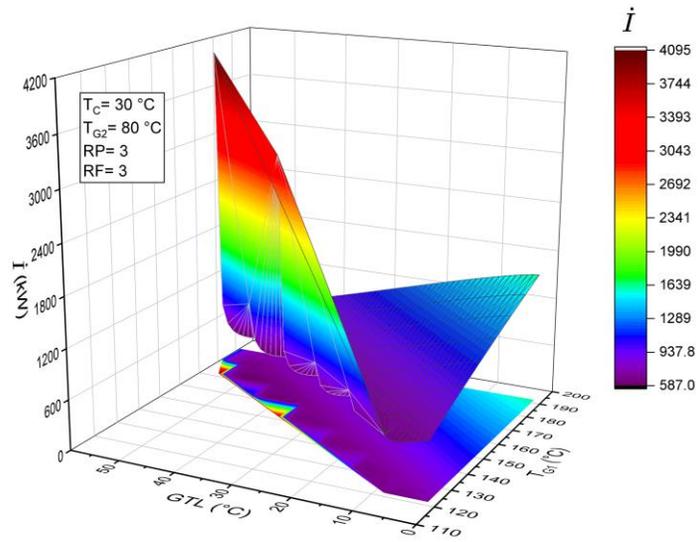
Figura 36 η_I en función de la T_c , T_{G1} y GTL. a) $T_c=25$ °C, b) $T_c=30$ °C, c) $T_c=35$ °C.

4.1.3.4 Irreversibilidad (\dot{I}) del Ciclo I

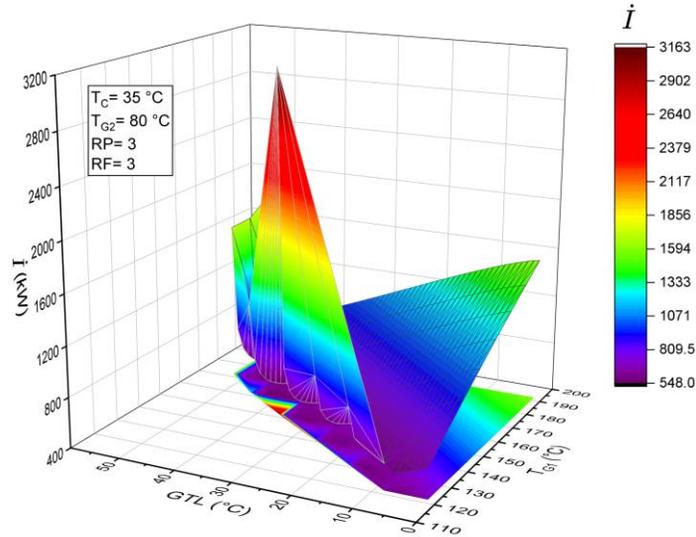
La irreversibilidad del Ciclo, como se analizó en el Capítulo 3, se evalúa en términos de exergía. Un valor bajo de irreversibilidad indica un aprovechamiento eficiente de la exergía suministrada, lo que implica que la cantidad de exergía desperdiciada en la producción de los productos deseados es mínima. Por el contrario, un valor elevado de irreversibilidad sugiere que una mayor proporción de la exergía alimentada no se convierte en trabajo útil ni en calor revalorizado, sino que se disipa en el ambiente. Como se muestra en la Figura 37, las regiones con menor irreversibilidad corresponden a las zonas cercanas al límite de cristalización, sin alcanzar el umbral termodinámico. Este comportamiento es esperable, ya que en esta región se obtiene la mayor eficiencia exergética del proceso, es decir, el punto de mínima irreversibilidad. En los tres casos analizados (Figuras 13a, 13b y 13c), las máximas irreversibilidades se presentan en el límite de la zona de cristalización, alcanzando valores de 4,007 kW, 4,095 kW y 3,163 kW, respectivamente. Además, a medida que la temperatura de la fuente térmica (T_{G1}) aumenta, la irreversibilidad del Ciclo también se incrementa. Por ejemplo, para una T_{G1} de 120 °C, la irreversibilidad es de 781 kW, mientras que para una T_{G1} de 190 °C asciende a 1,658 kW, mostrando una tendencia similar en los demás casos. En cuanto al GTL, un aumento en este parámetro tiende a reducir la irreversibilidad del Ciclo, al igual que los rangos de temperatura fuente (T_{G1}). Esto se debe a que valores más altos de GTL favorecen un mayor aprovechamiento del calor revalorizado, que constituye un producto clave en el proceso poligenerativo.



a)



b)



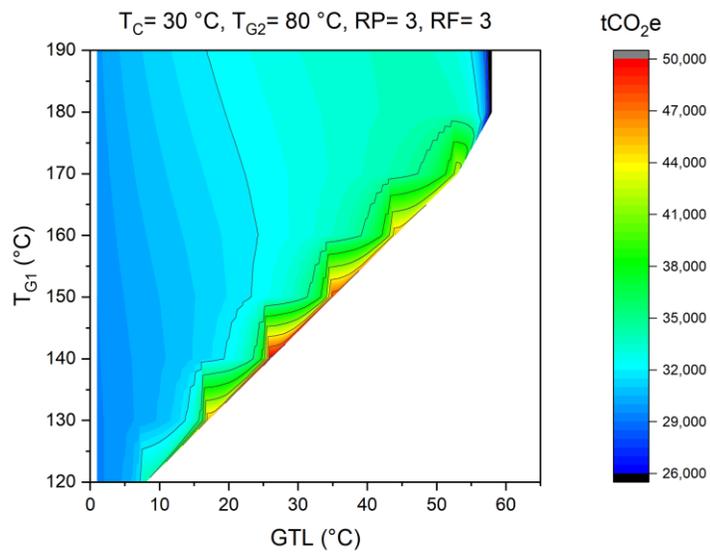
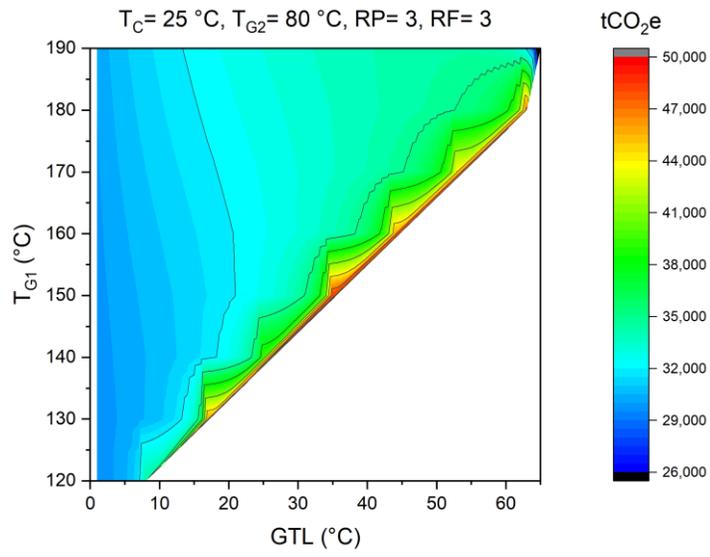
c)

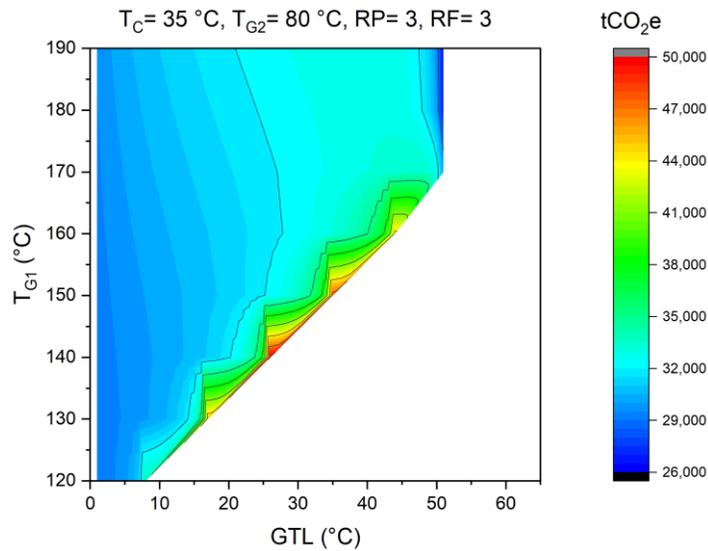
Figura 37 \dot{I} en función de la T_c , T_{G1} y GTL . a) $T_c=25 \text{ }^\circ\text{C}$, b) $T_c=30 \text{ }^\circ\text{C}$, c) $T_c = 35 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.1.3.5 Potencial de reducción de emisiones de CO_2 del Ciclo I

Finalmente, las emisiones evitadas de CO_2 equivalente cuantifican el potencial de reducción de emisiones anuales al emplear el ciclo termodinámico propuesto, en el supuesto de que se alimente mediante fuentes renovables de activación, como energía solar, calor residual, biomasa o geotermia. Estas emisiones evitadas están directamente relacionadas con la potencia neta y el calor revalorizado generados por el ciclo, es decir, la energía eléctrica producida por la turbina, considerando el consumo energético de las bombas, y el calor producido por el absorbedor. Como resultado, se observa en la Figura 38 que, para T_c de 25, 30 y 35 $^\circ\text{C}$, se alcanzan reducciones en promedio de 34,157, 33,384 y 32,037 tCO_2eq anuales, respectivamente, antes de llegar al límite termodinámico. No obstante, a causa del efecto del \dot{Q}_A mostrado en la Figura 34, se pueden alcanzar valores de hasta 195,543 tCO_2e para condiciones específicas que representan menos del 1% del rango operativo. Sin embargo, para obtener estos valores los requerimientos operativos convierten al ciclo en una opción poco viable.

Estos resultados resaltan la sustentabilidad del ciclo termodinámico dentro de su rango operativo, ya que permite la generación simultánea de energía eléctrica y calor útil revalorizado a partir de fuentes de baja temperatura, las cuales pueden ser fácilmente aprovechadas mediante energías renovables. De este modo, el sistema no solo contribuye a la reducción del impacto ambiental, sino que también fomenta una generación energética más sostenible.





c)

Figura 38 Efecto de la T_c , T_{G1} y GTL sobre las emisiones de CO_2 equivalentes evitadas del Ciclo I. a) $T_c=25\text{ }^\circ\text{C}$, b) $T_c=30\text{ }^\circ\text{C}$, c) $T_c=35\text{ }^\circ\text{C}$.

4.2 Ciclo II producción doble de energía eléctrica a través de bomba de calor modificada y ORC regenerativo

4.2.1 Parámetros de desempeño Ciclo II

Basándose en las condiciones operativas reconocidas anteriormente como las mejores para maximizar la eficiencia, se llevó a cabo un análisis paramétrico del Ciclo II. Este Ciclo tiene como objetivo incrementar la producción de energía eléctrica mediante un ORC que aproveche el calor revalorizado generado por el Ciclo I como fuente térmica.

4.2.1.1 Productos principales (\dot{W}_{Net})

Como se discutió en el Capítulo 3, el Ciclo II está diseñado para generar energía eléctrica a través de la turbina del Ciclo I, y la turbina del Ciclo ORC. Tras el análisis bibliográfico previamente realizado, se seleccionó el fluido R1233zd(E) para el Ciclo ORC, debido a su potencial de sustentabilidad [46], [53], [54], [55].

La Figura 39 muestra la potencia producida por el Ciclo II, así como el aporte individual de cada subsistema. Como se puede ver, este comportamiento es de esperarse ya que se tiene una doble producción de potencia. Para las mismas condiciones de T_c , T_{G1} , y RP , queda totalmente definido el potencial de producción de la turbina 1, por lo que el trabajo producido (\dot{W}_{Net1}) se mantiene constante, alcanzando hasta 1,393 kW de producción. Por su parte, la turbina 2 del ORC, depende directamente del potencial revalorizado por el Ciclo I. Esto implica que a mayores temperaturas revalorizadas GTL , se incrementa el potencial de producción por la turbina 2, alcanzando valores de hasta 6,000 kW para las regiones de GTL elevados, y de 4,500 kW para la zona previa al incremento exponencial de los flujos másicos. Es evidente el alto potencial del Ciclo II para maximizar la producción de energía eléctrica con las mismas condiciones operativas.

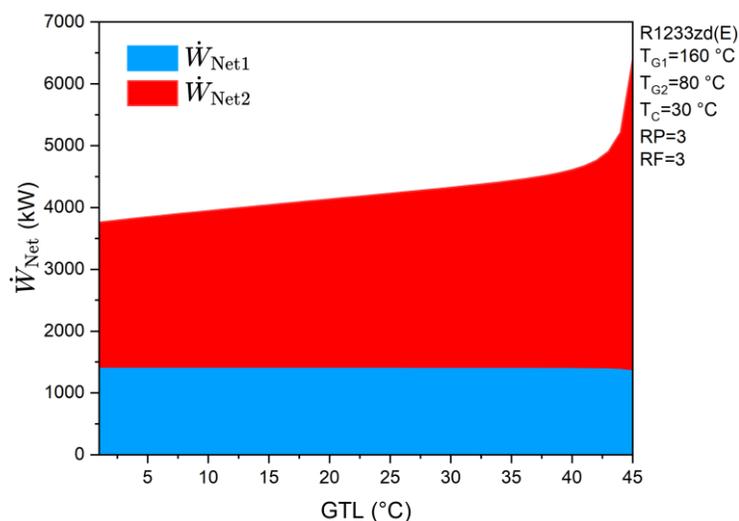
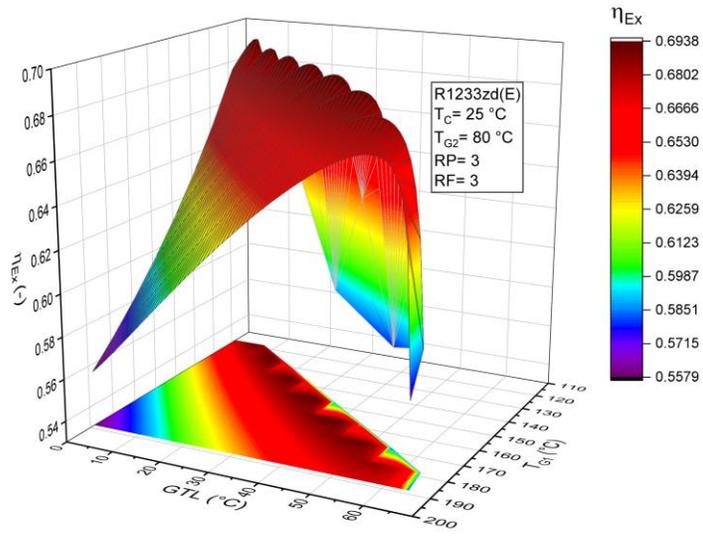


Figura 39 Evaluación de \dot{W}_{Net} entre Ciclo I y Ciclo II.

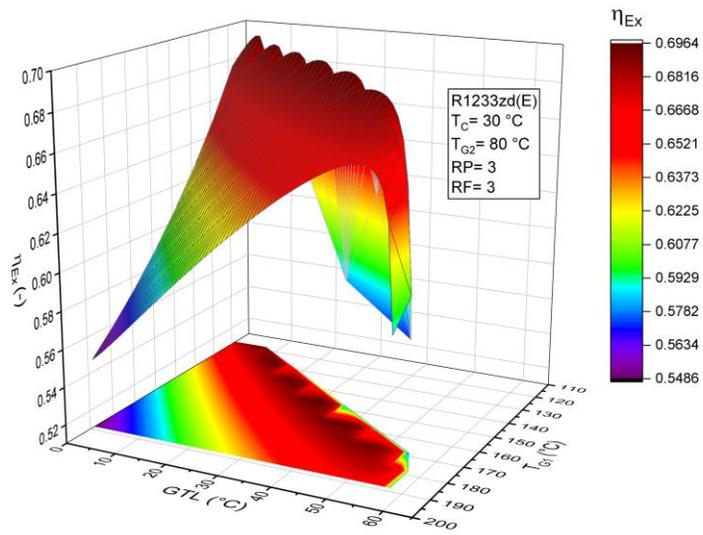
4.2.1.2 Eficiencia exergética (η_{Ex}) del Ciclo II

Al evaluar la eficiencia exergética (Figura 40), se observa que mantiene patrones similares a los del Ciclo I. Por ejemplo, para una $T_C = 25\text{ °C}$, la región óptima de operación se encuentra en el mismo rango GTL entre 40 y 55 °C, con T_{G1} entre 170 y 190 °C, logrando eficiencias exergéticas en el rango de 0.67 a 0.7. Esta tendencia se mantiene para $T_C = 30$ y 35 °C, observándose, además, una reducción progresiva de la eficiencia exergética a medida que aumentan las temperaturas de condensación, en concordancia con lo discutido anteriormente.

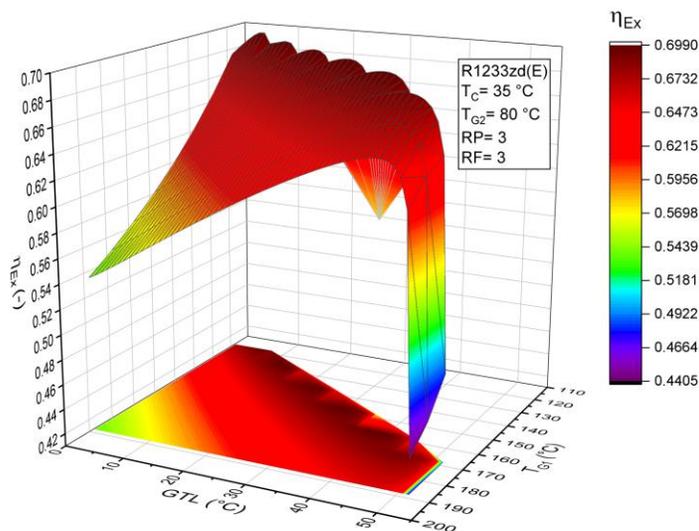
Sin embargo, lo más destacable es la reducción de la eficiencia exergética en comparación con el Ciclo I. Mientras que, para $T_C = 25\text{ °C}$, el Ciclo I alcanza eficiencias de entre 0.85 y 0.88, en el Ciclo II los valores disminuyen a un rango de 0.67 a 0.70. Esta diferencia refleja claramente el contraste entre la conversión de energía térmica y energía eléctrica. La incorporación de un sistema secundario al Ciclo I, en este caso un Ciclo ORC, conlleva un aumento de las irreversibilidades del proceso, atribuible a la inclusión de etapas adicionales, como la transferencia de la energía revalorizada (\dot{Q}_A) al refrigerante R1233zd(E) y su posterior expansión. Este incremento en las irreversibilidades implica una ligera reducción en la eficiencia exergética del sistema. No obstante, dicho compromiso se ve compensado por un incremento significativo en la producción neta de electricidad, logrando hasta triplicar la generación eléctrica global.



a)



b)

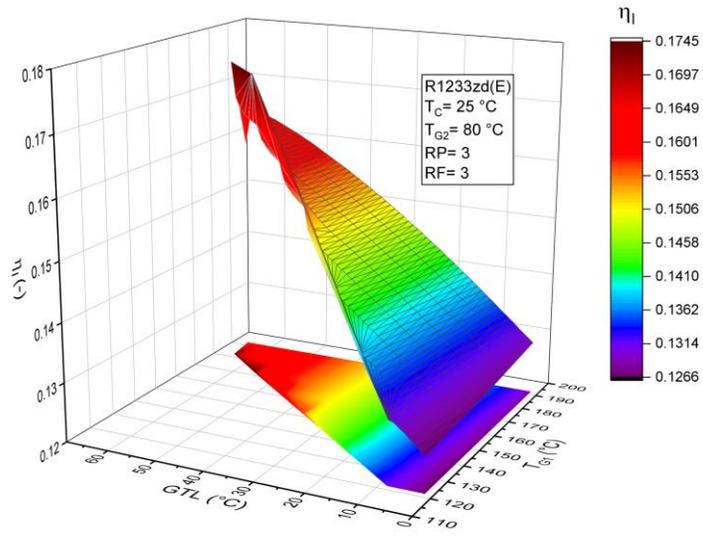


c)

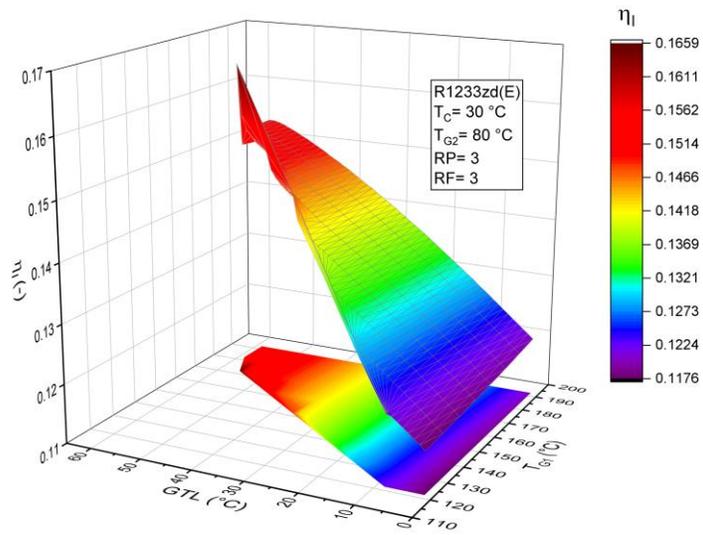
Figura 40 η_{Ex} en función de la T_c , T_{G1} y GTL . a) $T_c=25$ °C, b) $T_c=30$ °C, c) $T_c=35$ °C.

4.2.1.3 Eficiencia de primera ley (η_I) del Ciclo II

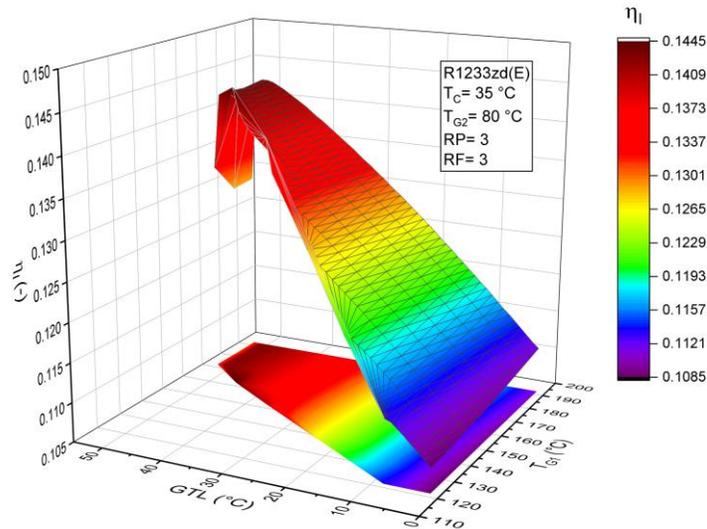
El comportamiento de la eficiencia de primera ley se observa similar al del Ciclo I sólo que, como se comentó anteriormente, al no incluir el efecto de la energía calorífica por parte del absorbedor y al no considerar la calidad exergética de los suministros energéticos, estos valores se ven afectados. Mientras que el Ciclo I alcanza valores máximos de 0.21, 0.19 y 0.18 para temperaturas de condensación (T_c) de 25, 30 y 35 °C, respectivamente, en el Ciclo II estos valores disminuyen a 0.16, 0.15 y 0.14 (Figura 41). Del mismo modo, mientras que los valores mínimos registrados en el Ciclo I corresponden a 0.15, 0.14 y 0.13 para las mismas T_c , en el Ciclo II se reducen a 0.13, 0.12 y 0.11. Esto refleja el impacto de la energía calorífica en la eficiencia de primera ley y cómo su ausencia en el análisis del Ciclo II reduce significativamente este parámetro. Además, se observa que el límite operacional para relaciones GTL elevadas se amplía a medida que aumenta la T_c . En la Figura 41a, este límite se establece en 190 °C; en la Figura 41b, se extiende a un rango entre 180 y 190 °C; y en la Figura 41c, el intervalo se amplía aún más, abarcando desde 170 hasta 190 °C.



a)



b)



c)

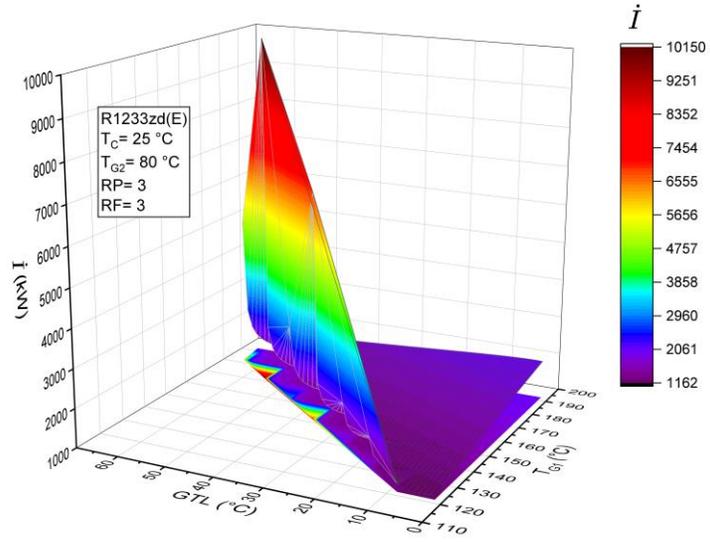
Figura 41 η_I en función de la T_C , T_{G1} y GTL . a) $T_C=25$ °C, b) $T_C=30$ °C, c) $T_C=35$ °C.

4.2.1.4 Irreversibilidad (\dot{I}) del Ciclo II

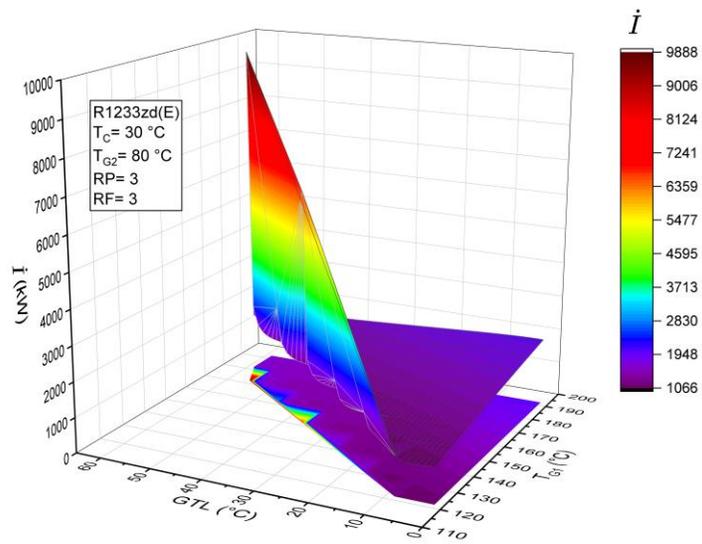
Al evaluar la irreversibilidad del Ciclo II, se observa un aumento significativo en comparación con el Ciclo I, lo que representa una desventaja para el sistema al incrementar las pérdidas exergéticas. Este efecto se debe a que, dado que el Ciclo I genera una gran cantidad de calor revalorizado y este se inyecta como suministro al ORC resulta en el incremento de irreversibilidades del proceso, tal como se comentó en la sección 4.2.1.2.

Como se explicó anteriormente, las regiones con menor irreversibilidad son las que se encuentran cercanas al límite de cristalización. En este Ciclo, se obtuvieron valores mínimos de 1,162, 1,066 y 972 kW (Figura 42a, 41b y 41c), los cuales se mantienen relativamente constantes a lo largo de las diferentes condiciones de temperatura de suministro. La Figura 42 muestra que, aunque la irreversibilidad es mayor en el Ciclo II, la degradación exergética se mantiene estable conforme aumenta T_{G1} y GTL .

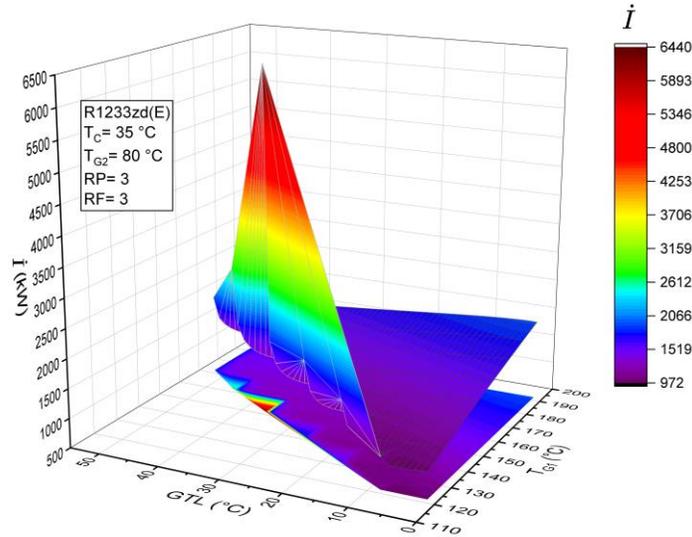
Por otro lado, se observa que las máximas irreversibilidades se presentan en los límites de la zona de cristalización del Ciclo I, alcanzando valores de 10,150, 9,888 y 6,440 kW para T_C de 25, 30 y 35 °C respectivamente. Este comportamiento se debe a que, cuando los flujos másicos del Ciclo I son muy grandes, la bomba requiere un mayor consumo de potencia eléctrica. Dado que esta potencia se incluye en el cálculo de irreversibilidad, su aumento genera los picos observados en los gráficos.



a)



b)

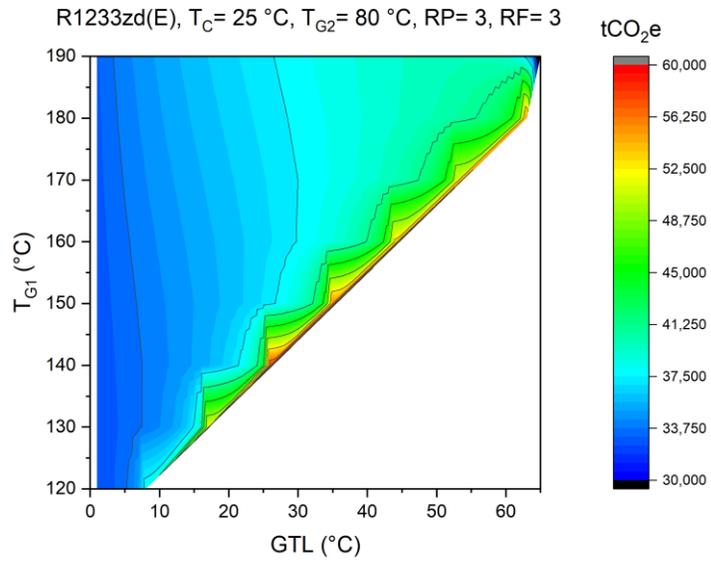


c)

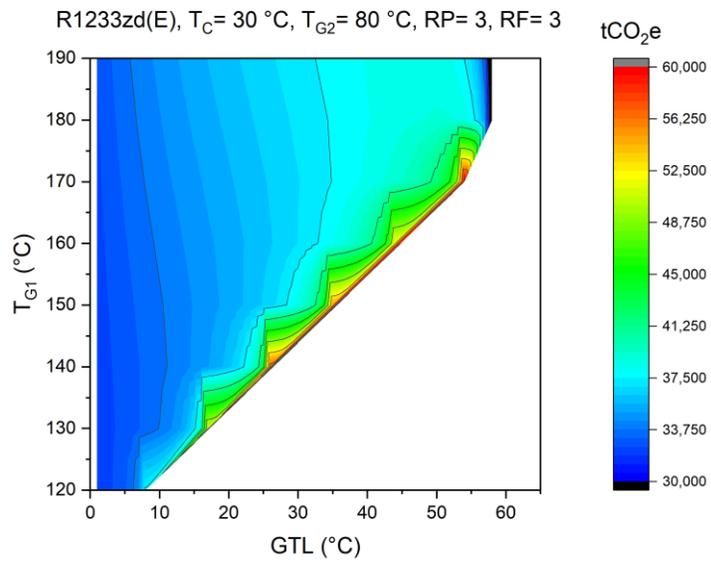
Figura 42 \dot{I} en función de la T_c , T_{G1} y GTL . a) $T_c=25 \text{ }^\circ\text{C}$, b) $T_c=30 \text{ }^\circ\text{C}$, c) $T_c=35 \text{ }^\circ\text{C}$.

4.2.1.5 Potencial de reducción de emisiones de CO_2 del Ciclo II

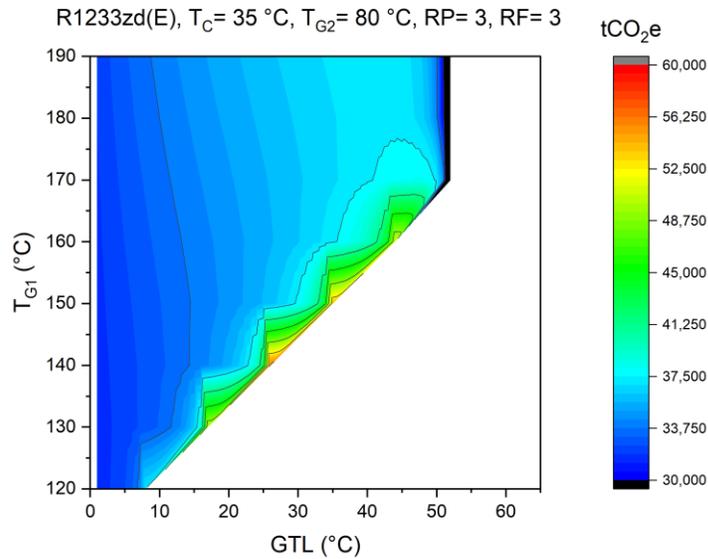
Por último, mientras que el ciclo anterior alcanzó un valor máximo de 44,812 t CO_2 e evitadas anualmente, en el Ciclo II el incremento en la producción de energía eléctrica también genera un aumento significativo en las emisiones evitadas al emplear el ciclo termodinámico propuesto, en el supuesto de que se alimente mediante fuentes renovables de activación. Los valores máximos en promedio alcanzan las 38,667, 37,482 y 35,629 t CO_2 e anuales para temperaturas T_c de 25, 30 y 35 $^\circ\text{C}$ respectivamente (Figura 43). Superando en promedio 12% a las emisiones evitadas por el Ciclo I. Puesto que el \dot{Q}_A suministra al ORC, los picos exponenciales de calor revalorizados afectan de igual forma la producción neta de energía eléctrica. Por lo tanto, se puede lograr evitar emisiones arriba de 200,000 t CO_2 e, para un 0.9% del rango operativo. Sin embargo, como se ha comentado anteriormente, estas condiciones de operación no resultan viables. Los resultados obtenidos demuestran que es posible el aumento de la generación de energía eléctrica a bajas temperaturas sin comprometer el objetivo de reducción de emisiones de carbono, fortaleciendo así la viabilidad del Ciclo desde una perspectiva ambiental y resaltando la sustentabilidad de estos ciclos.



a)



b)



c)

Figura 43 Efecto de la T_C , T_{G1} y GTL sobre las emisiones de CO_2 equivalentes evitadas del Ciclo II. a) $T_C = 25\text{ °C}$, b) $T_C = 30\text{ °C}$, c) $T_C = 35\text{ °C}$.

4.3 Ciclo III producción doble de energía eléctrica y efecto de refrigeración

4.3.1 Parámetros de desempeño Ciclo III

4.3.1.1 *Productos principales* (\dot{W}_{Net} y \dot{Q}_E)

Finalmente, el Ciclo III, como se planteó anteriormente está diseñado para aprovechar una fracción (f) de la energía generada por la turbina del ORC y alimentar a un compresor con el fin de producir un efecto de enfriamiento. Para este Ciclo se optó por definir $f = 10\%$, lo que significa que el 10% de la energía producida por la turbina se redirige al compresor para generar enfriamiento a una temperatura de -10 °C . Después de haber realizado una búsqueda bibliográfica se optó por utilizar el fluido R1234yf para el Ciclo de refrigeración por compresión por su bajo GWP comparado con refrigerantes tradicionales [56-57].

Como se puede observar en la Figura 44, se logran potencias eléctricas en el Ciclo III (\dot{W}_{Net3}) que van desde 2,267 kW hasta 3,030 kW. Estos valores siguen superando significativamente la energía eléctrica generada por el Ciclo I (\dot{W}_{Net1}), cuyos valores oscilan entre 1,395 y 1,352 kW. La región \dot{W}_{comp} en la Figura 44, establece la energía que se consumirá por el subsistema de compresión de vapor para añadir el efecto de refrigeración. De esta manera se demuestra el inmenso potencial del Ciclo III para incrementar la producción eléctrica mientras simultáneamente genera enfriamiento, aprovechando el potencial energético interno del propio sistema.

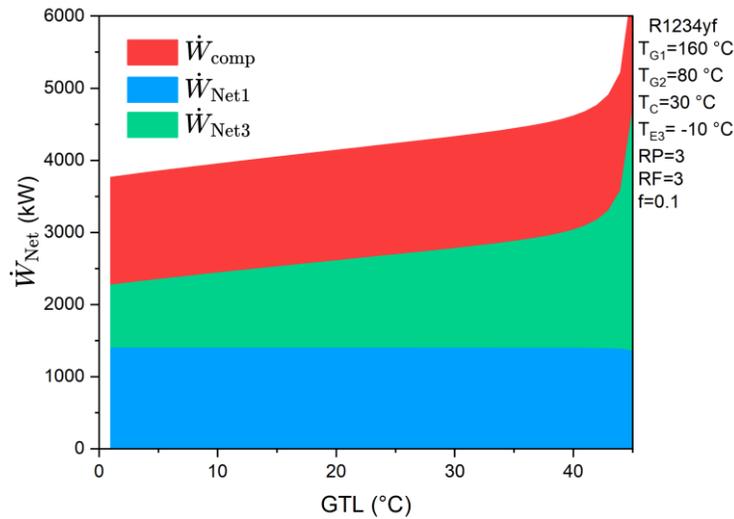
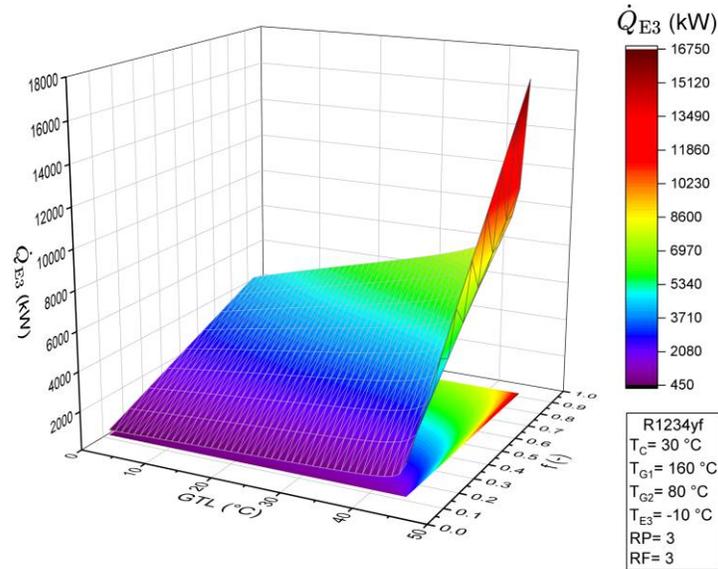


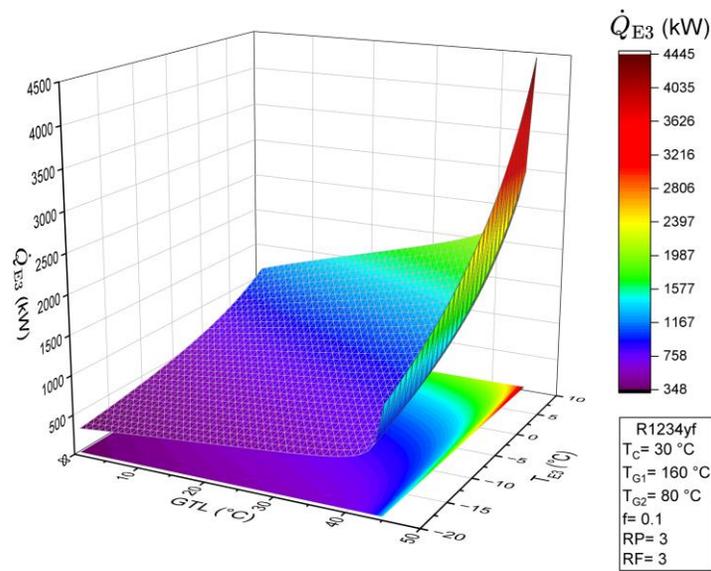
Figura 44 Evaluación de \dot{W}_{Net} entre Ciclo I y Ciclo III.

Además de las potencias eléctricas generadas en el Ciclo III, otro de sus productos principales es la producción de enfriamiento, definido como el calor absorbido por el evaporador 3 (\dot{Q}_{E3}). Para evaluar el comportamiento del sistema, se analizaron dos casos de estudio. En el primer caso (Figura 45a), se investigó el efecto de la fracción (f), evaluándola en un rango de 0.1 a 0.9 para una $T_E = -10$ °C. En el segundo caso (Figura 45b), se mantuvo constante la fracción (f) y se analizaron las variaciones en la producción de enfriamiento al modificar la temperatura de refrigeración entre -20 °C y 10 °C.

Como se aprecia en la Figura 45a, el efecto frigorífico generado por el evaporador 3 varía entre 450 y 8600 kW, excluyendo los valores máximos alcanzados en la zona límite, donde se registran hasta 16,700 kW. Las tendencias observadas en \dot{Q}_{E3} evidencian que el aumento en esta variable responde principalmente a dos factores: en primer lugar, una mayor relación GTL incrementa la energía disponible en el Ciclo ORC; en segundo lugar, un valor elevado del parámetro (f) implica un mayor suministro de energía al compresor, lo cual permite alcanzar potencias frigoríficas más altas.



a)



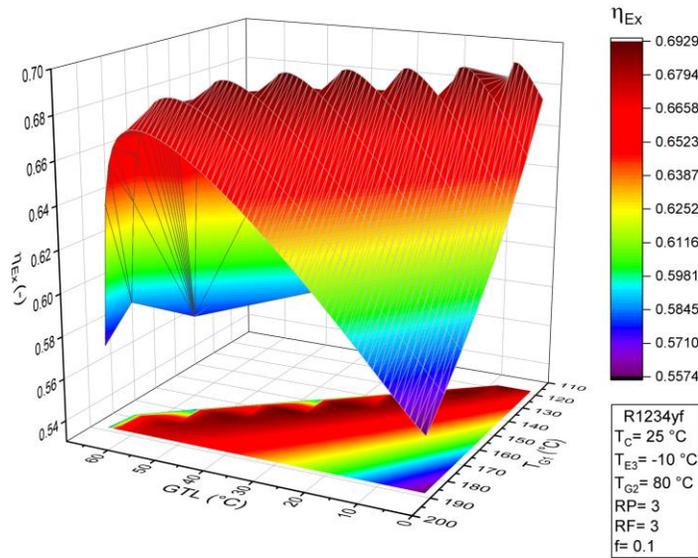
b)

Figura 45 Efecto de la \dot{Q}_{E3} y las ganancias térmicas revalorizada (GTL) conforme varía a) f y b) T_{E3} .

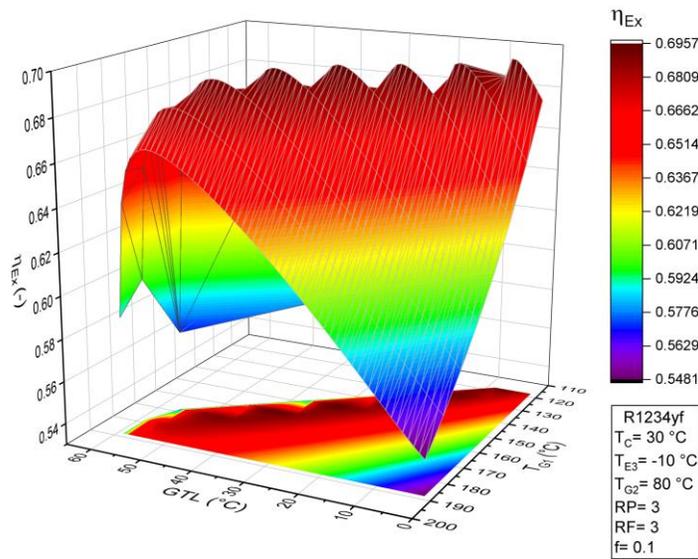
4.3.1.2 Eficiencia Exergética (η_{EX}) del Ciclo III

Al evaluar la eficiencia exergética considerando el efecto del enfriamiento (\dot{Q}_{E3}), se obtienen eficiencias máximas muy cercanas a 0.70 para todas las T_C analizadas. Observando la Figura 46 se ve como estas tendencias concuerdan con las vistas anteriormente en los Ciclos I y II, en donde la mejora en la eficiencia general del Ciclo se observa a medida que el sistema se acerca a las condiciones críticas operacionales, es decir a mayores GTL. Los valores de eficiencia exergética (η_{EX}) son muy similares a los obtenidos para el Ciclo II, lo cual era de esperarse. Esto se debe a que la

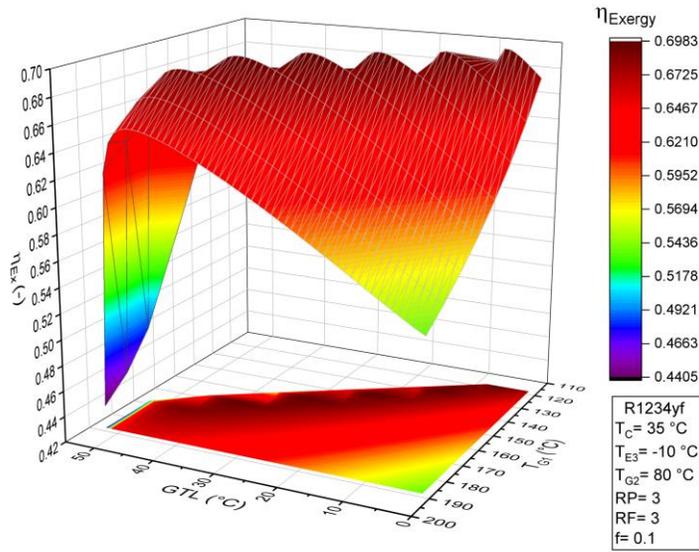
conversión de trabajo en calor (\dot{Q}_{E3}) presenta una mayor eficiencia en comparación con la conversión de calor en trabajo, como se discutió previamente y conforme lo establece el segundo principio de la Termodinámica.



a)



b)

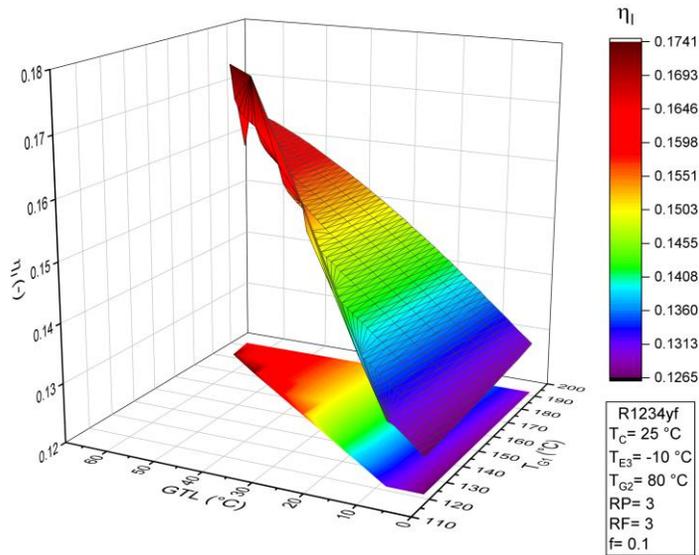


c)

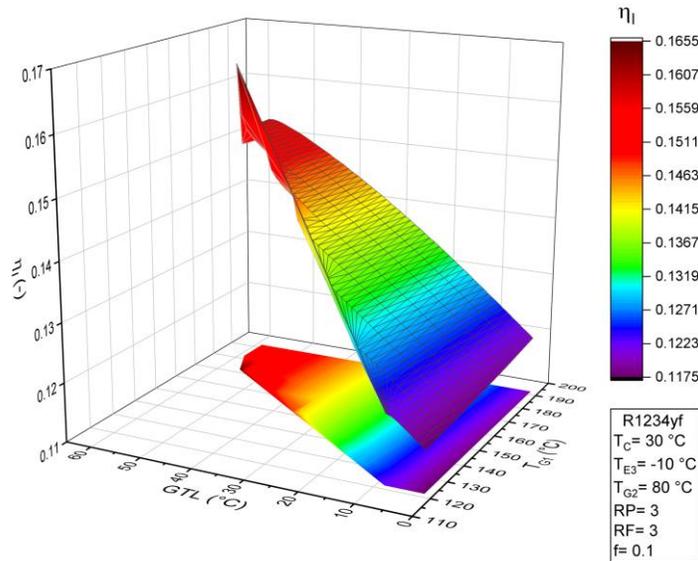
Figura 46 η_{Ex} en función de la T_C , T_{G1} y GTL . a) $T_C = 25\text{ °C}$, b) $T_C = 30\text{ °C}$, c) $T_C = 35\text{ °C}$.

4.3.1.3 Eficiencia de primera ley (η_I) del Ciclo III

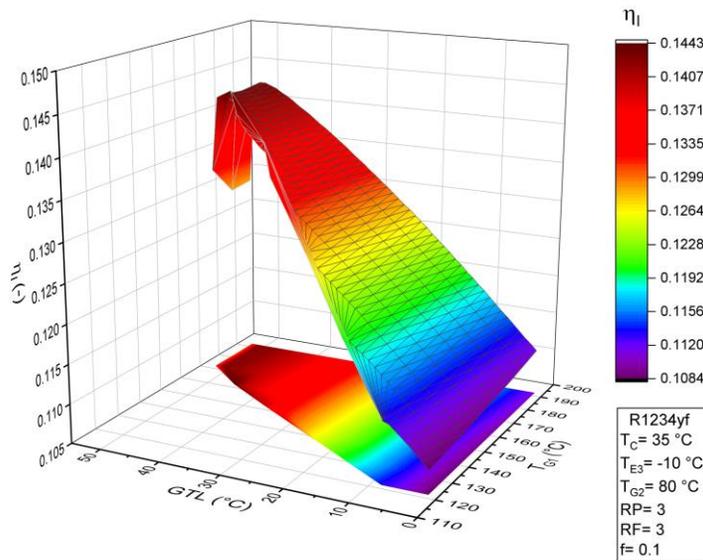
La eficiencia de primera ley conserva tendencias similares a las observadas previamente en los ciclos anteriores. Como se muestra en la Figura 47, se obtienen los valores más altos cuando la T_C es de 25 °C , alcanzando un rango de 0.13 a 0.16. En contraste, para una T_C de 35 °C , la eficiencia varía entre 0.11 a 0.14.



a)



b)



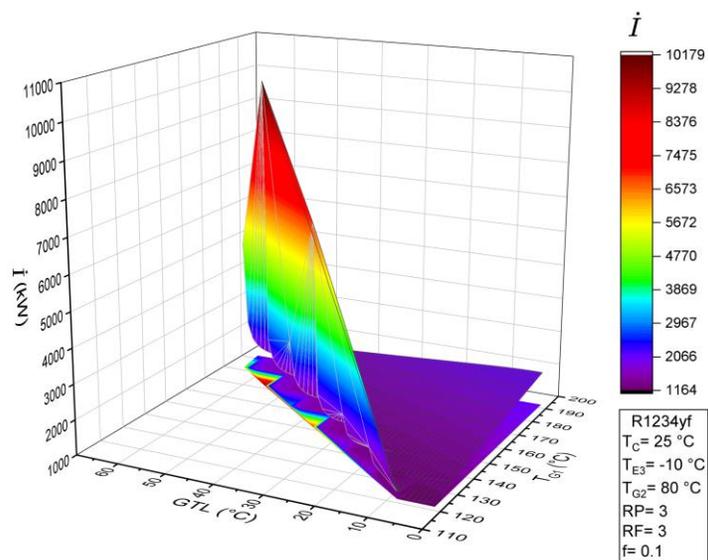
c)

Figura 47 η_I en función de la T_C , T_{G1} y GTL . a) $T_C = 25\text{ }^\circ\text{C}$, b) $T_C = 30\text{ }^\circ\text{C}$, c) $T_C = 35\text{ }^\circ\text{C}$.

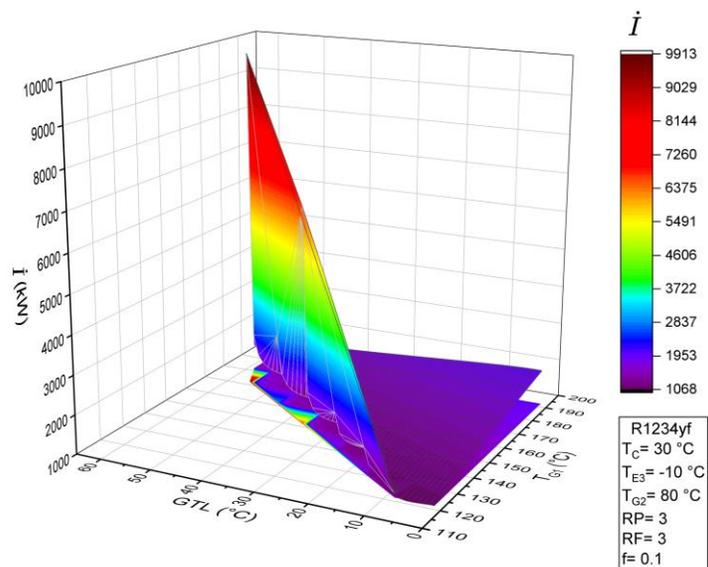
4.3.1.4 Irreversibilidad (\dot{I}) del Ciclo III

La irreversibilidad del Ciclo III, al igual que la del Ciclo II, presenta valores elevados, pero relativamente estables a medida que se incrementa la GTL . Este comportamiento se debe a un mayor aprovechamiento del calor revalorizado del Ciclo I, lo que favorece la eficiencia global del sistema. Como se puede observar en la Figura 48a, 47b y 47c, los valores máximos de irreversibilidad alcanzan 2,066, 1,953 y 1,522 kW, respectivamente, mientras que los mínimos registrados son de 1,164, 1,068 y 974 kW, cifras similares a las del Ciclo II.

Si bien estos valores reflejan una alta pérdida exergética, lo que podría interpretarse como una desventaja, también sugieren que el sistema responde de manera favorable a los incrementos en la T_C . Este comportamiento indica que, aunque la irreversibilidad es considerable, su estabilidad a lo largo de las distintas condiciones operativas contribuye a minimizar las pérdidas exergéticas y mejorar el desempeño general del Ciclo.



a)



b)

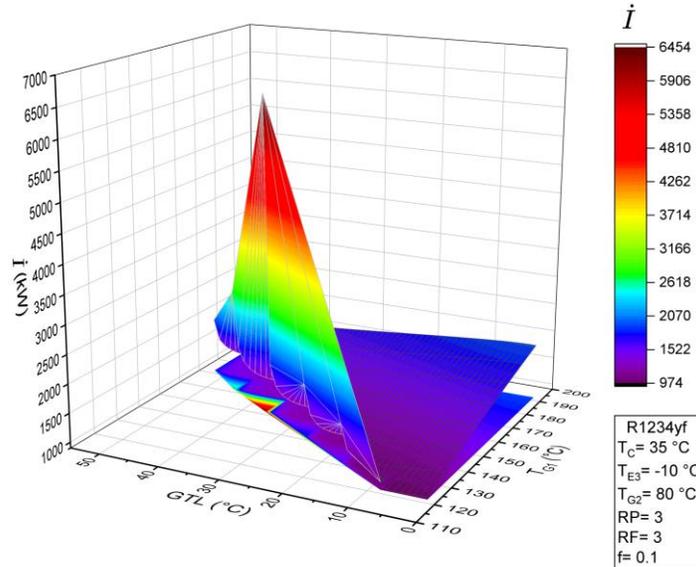


Figura 48 \dot{I} en función de la T_c , T_{G1} y GTL . a) $T_c=25$ °C, b) $T_c=30$ °C, c) $T_c=35$ °C.

4.4.1.5 Potencial de reducción de emisiones de CO₂ del Ciclo III

Como se analizó en la sección de productos principales, la energía neta del Ciclo III es menor en comparación con la del Ciclo II. No obstante, para el cálculo de emisiones de CO₂ se contabiliza la energía suministrada al compresor del CRCV por lo que las emisiones se igualan a las del Ciclo II. De este modo, las emisiones anuales promedio resultan en 37,259 tCO₂e anuales para ambos ciclos.

Este resultado es particularmente destacable, considerando que, además de la producción de electricidad, el Ciclo III también genera el efecto de refrigeración a -10 °C. Por lo tanto, la integración de estos dos procesos en un solo ciclo no solo permite que fuentes renovables de baja temperatura se integren para potenciar su energía de forma sostenible, sino que también pueden reducir significativamente el impacto ambiental que tienen las fuentes no renovables al generar estos productos. La propuesta de estos ciclos apoya la transición que se busca en el desarrollo sostenible al contar con energía asequible y no contaminante, además estas emisiones evitadas anualmente al plantearse como reemplazo de generación eléctrica fósil contribuyen notablemente a la reducción de GEI.

CAPÍTULO 5: Análisis comparativo entre sistemas convencionales y los ciclos propuestos

En esta sección, y en concordancia con los objetivos del presente trabajo de investigación, se presenta un análisis comparativo entre los Ciclos propuestos y sus respectivos sistemas individuales destinados a la producción de energía eléctrica, calor revalorizado y enfriamiento. En capítulos anteriores se abordaron algunos de estos sistemas individuales, como los transformadores térmicos (AHT) para revalorizar energía térmica, los ORC y CRR para producir energía eléctrica a bajas temperaturas y los CRCV para la producción de enfriamiento. A continuación, se ofrece una breve descripción de cada uno de estos sistemas como base para la comparación posterior.

5.1 Sistemas individuales

Partiendo de los sistemas que revalorizan energía térmica, la configuración más adecuada son las bombas de calor tipo II, conocidas como AHT (Figura 49). Estos sistemas se caracterizan por operan en tres niveles de temperatura: a temperatura ambiente se disipa la energía rechazada al entorno, pasan por una fuente térmica de activación y alcanzan una temperatura elevada que permite la revalorización del calor a partir de la temperatura fuente. Las AHT se utilizan para potenciar o revalorizar calor, lo que es bastante útil en sectores como el industrial. Estos sistemas son capaces de aprovechar fuentes térmicas bajas en un rango de 60 °C a 100 °C para elevar la temperatura del calor residual y reutilizarlo en otros procesos energéticos [12]. En cuanto al fluido de trabajo, los sistemas AHT suelen utilizar la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, donde el amoníaco actúa como refrigerante y el agua como absorbente. Esta combinación presenta ciertas ventajas, ya que el amoníaco posee un alto calor latente de vaporización y una baja temperatura de congelación, mientras que el agua, funciona como un buen absorbente del NH_3 . No obstante, el uso de amoníaco también conlleva importantes desventajas, especialmente en aplicaciones térmicas o de refrigeración. Además de su alta toxicidad, el amoníaco es corrosivo, en particular frente a materiales como el cobre y sus aleaciones, lo que restringe la selección de componentes para tuberías e intercambiadores de calor. Asimismo, requiere presiones de operación elevadas, lo cual impone mayores exigencias en el diseño y seguridad de los equipos. Debido a estas limitaciones, en el presente análisis comparativo se optó por simular el sistema AHT utilizando la solución $\text{H}_2\text{O-LiBr}$, en la cual el agua cumple la función de refrigerante y el bromuro de litio actúa como absorbente. El H_2O , en este caso, mantiene un elevado calor latente de vaporización, comparable e incluso superior al del amoníaco. El LiBr, por su parte, se caracteriza por su baja volatilidad, lo que elimina la necesidad de rectificación y simplifica el diseño del sistema, reduciendo tanto la complejidad operativa como los costos asociados. Esta elección permite desarrollar un sistema más seguro y económicamente viable dentro del contexto del presente estudio.

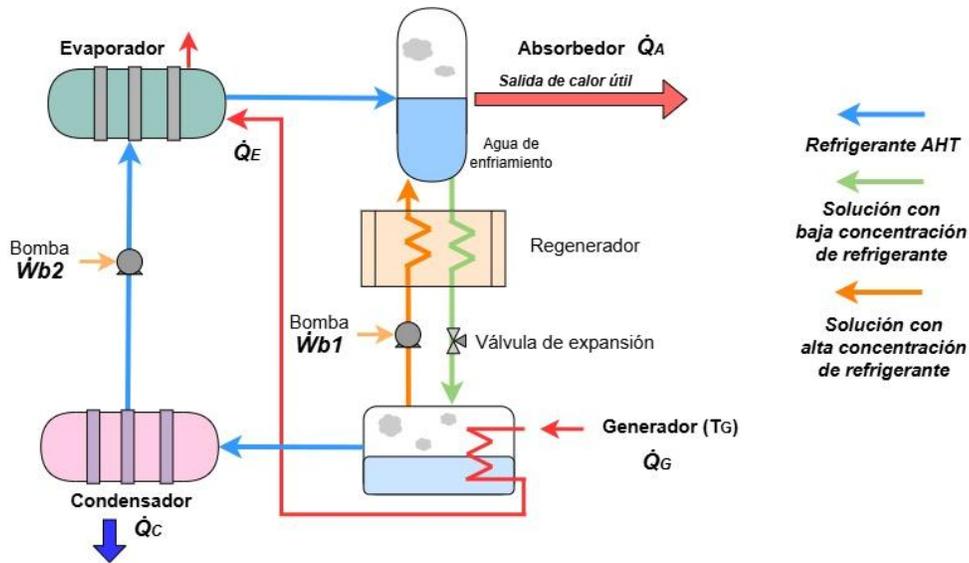


Figura 49 Diagrama de un transformador de calor por absorción (AHT) [11].

En lo que respecta a sistemas de producción de energía eléctrica, el Ciclo Rankine y el ORC son sistemas confiables. El Ciclo Rankine opera mediante el fluido de trabajo H_2O , al tener buenas propiedades termodinámicas como un alto calor específico y un alto calor de vaporización, permite transportar y transformar grandes cantidades de energía térmica de forma eficaz. Este Ciclo ha sido estudiado ampliamente en la literatura con el fin de buscar mejorar su eficiencia térmica, por lo que se han desarrollado diversas estrategias [47]. Una de estas estrategias es la implementación del Ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento (CRR) como se puede observar en la Figura 50. El objetivo es incrementar la eficiencia mediante la expansión del vapor en dos etapas, incorporando un proceso de recalentamiento intermedio. Esta configuración no solo mejora el aprovechamiento del calor, sino que también soluciona el problema de humedad excesiva en las etapas finales de la turbina en un Ciclo Rankine, lo cual es relevante para plantas termoeléctricas.

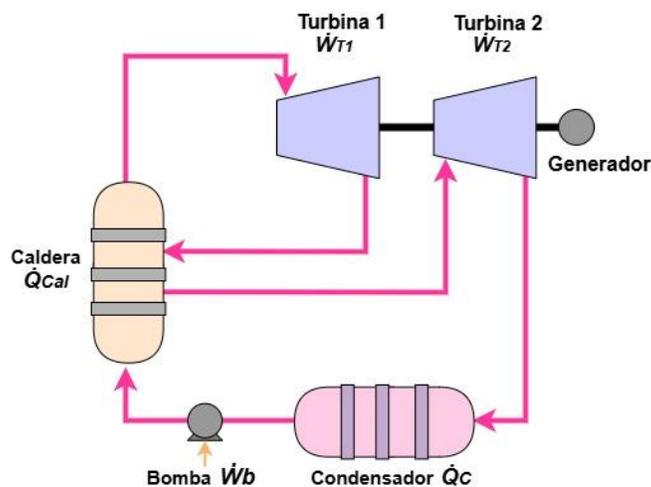


Figura 50 Diagrama de un Ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento (CRR).

El Ciclo ORC, comparte similitudes con el Ciclo Rankine convencional, como se explicó en el Capítulo 2, siendo su principal diferencia la capacidad de operar a temperaturas más bajas. Esta característica lo hace especialmente adecuado para el aprovechamiento de fuentes térmicas residuales o energías alternativas de baja entalpía. Otra distinción clave radica en el fluido de trabajo utilizado: mientras que el Ciclo Rankine emplea H₂O, el ORC utiliza fluidos orgánicos como R245fa, R134a o R601, entre otros. Esta elección permite al ORC funcionar a menores presiones y temperaturas, lo que lo convierte en una alternativa más sostenible y técnicamente viable en condiciones de baja temperatura. Un aspecto crítico en el diseño de estos sistemas es la selección del fluido de trabajo, la cual depende en gran medida de su temperatura crítica y presión de operación. No obstante, en la actualidad, además de las propiedades termodinámicas, los criterios ambientales han cobrado una importancia creciente. Particularmente, parámetros como el ODP y el GWP se han convertido en factores decisivos, promoviendo el uso de sustancias con bajo o nulo impacto ambiental [51]. Para llevar a cabo el análisis comparativo, se empleó el fluido R601 (n-pentano) en el análisis convencional, y como alternativa el R1233zd(E) por su menor impacto ambiental. Este último se distingue ya que presenta un GWP y un ODP prácticamente nulo, lo que lo posiciona como una opción más sustentable para aplicaciones energéticas con criterios de eficiencia y sostenibilidad.

Finalmente, en lo que respecta a los sistemas de producción de refrigeración, el ciclo de compresión de vapor (CRCV) emplea comúnmente refrigerantes como el R134a, R290, R404A, R407C, R600a y R410A [49]. No obstante, muchos de estos compuestos presentan un alto GWP, lo que limita su viabilidad en contextos donde se busca minimizar el impacto ambiental. Debido a esta problemática, en el presente trabajo se optó por utilizar el refrigerante R1234yf como fluido de trabajo en la propuesta de Ciclo, ya que posee un GWP cercano a 1 [56], lo que lo convierte en una alternativa mucho más amigable con el medio ambiente. Para efectos comparativos, se consideró el uso del R134a en el sistema individual, fluido que, si bien ha sido ampliamente utilizado, tiene un GWP significativamente mayor de 1430 [49], lo que refuerza la necesidad de transitar hacia opciones más sostenibles.

5.2 Análisis Comparativo I (operación bajo mismos suministros térmicos)

Con base en los resultados presentados en el Capítulo 4, se definieron las condiciones operativas de un caso de estudio en particular con el propósito de llevar a cabo un análisis comparativo entre distintas configuraciones de plantas de energía, tanto convencionales como las propuestas por este trabajo de investigación. Las temperaturas, presiones, y flujos másicos empleados en esta comparación se detallan en la Tabla 16.

Tabla 16 Condiciones base para el análisis.

Parámetro de operación	Caso de estudio	Unidad
T_C	30	°C
T_{G1}	160	°C
$T_{G2} = T_{E1}$	80	°C
T_A	125	°C

T_E	-10	°C
RP	3	-
RF	3	-
\dot{m}_7 (Base de cálculo)	1	kg/s

Bajo las condiciones establecidas, se llevaron a cabo las simulaciones correspondientes para los tres Ciclos propuestos, así como para los sistemas individuales. Los resultados se resumen en la Tabla 17, donde $\dot{Q}_{Suministro}$ representa la energía térmica suministrada al Ciclo, y $\dot{Q}_{Sumidero}$ corresponde a la energía disipada no aprovechada que se disipa al ambiente.

Tabla 17 Parámetros de desempeño alcanzados por los Ciclos termodinámicos bajo condiciones de operación equivalentes.

Parámetro	Ciclo I	Ciclo II	Ciclo III	AHT	CRR	ORC	CRCV
Fluido de trabajo	H ₂ O-LiBr	1. H ₂ O-LiBr 2. R1233zd(E)	1. H ₂ O-LiBr 2. R1233zd(E) 3. R1234yf	H ₂ O-LiBr	H ₂ O	n-Pentano	R134a
\dot{W}_{Net} (kW)	1,352 (4%)	5,044 (15%)	4,412 (13%)	-	5,788 (17%)	5,848 (18%)	-
\dot{Q}_A (kW)	22,521 (68%)	-	-	16,182 (49%)	-	-	-
\dot{Q}_E (kW)	-	-	1,759 (5%)	-	-	-	27,529 (83%)
$\dot{Q}_{Sumidero}$ (kW)	9,131 (28%)	27,960 (85%)	28,592 (87%)	16,824 (51%)	27,216 (83%)	27,156 (82%)	33,004 (-)
$\dot{Q}_{Suministro}$ (kW)	33,004 (100%)	33,004 (100%)	33,004 (100%)	33,004 (100%)	33,004 (100%)	33,004 (100%)	33,004 (100%)
COP	-	-	4.85	-	-	-	5.03
CO ₂ (tCO ₂ e)	65,661	75,815	71,776	44,508	15,918	16,085	15,059
η_I	0.2038	0.1528	0.1526	0.1170	0.1754	0.1772	-
η_{Ex}	0.8489	0.6366	0.6356	0.8259	0.5843	0.7426	0.7639

Nota: El porcentaje mostrado en cada producto representa la fracción destinada del suministro térmico.

En este primer análisis se presenta un estudio comparativo entre las propuestas de los Ciclos poligenerativos y sus correspondientes sistemas independientes operando de manera convencional con una misma entrada de $\dot{Q}_{suministro}$.

El Ciclo I, que permite la producción simultánea de energía eléctrica y calor revalorizado, se presenta como una alternativa integral frente a la operación independiente de dos sistemas convencionales: un ciclo Rankine regenerativo (CRR) para la generación eléctrica y un transformador térmico (AHT) para la revalorización de calor. Aunque el Ciclo I genera aproximadamente un 77 % menos electricidad que el sistema CRR, en comparación con el AHT permite recuperar un 39 % más de energía térmica útil bajo condiciones operativas similares. Desde una perspectiva exergética, también supera al CRR en un 45 %, lo que refleja menores irreversibilidades internas y un uso más eficiente de la energía disponible. Si bien el Ciclo I y el AHT presentan eficiencias exergéticas similares, la eficiencia de primera ley del Ciclo I es considerablemente más alta, lo que refuerza su capacidad para convertir el calor en energía útil de manera más directa y eficaz. Desde una perspectiva ambiental, los sistemas individuales CRR y AHT generan aproximadamente 60,426 toneladas de CO₂ equivalente, mientras que el Ciclo I, diseñado para operar con fuentes térmicas limpias, permite evitar la emisión de hasta 65,661 toneladas de CO₂ equivalente. Esta diferencia representa una reducción significativa en gases de efecto invernadero, lo que posiciona al Ciclo I como una alternativa considerablemente más sostenible desde el punto de vista ambiental. En conjunto, estos resultados respaldan al Ciclo I como una solución más sustentable y equilibrada para aplicaciones de conversión energética, al maximizar de forma integrada tanto la generación eléctrica como la recuperación térmica.

El Ciclo II, enfocado exclusivamente en la generación de energía eléctrica, se compara con dos sistemas convencionales que cumplen la misma función de manera independiente: un Ciclo Rankine Regenerativo (CRR) y un Ciclo Orgánico de Rankine (ORC). Aunque su eficiencia de primera ley es aproximadamente un 12 % inferior, debido a la elevada cantidad de energía térmica introducida al sistema, su eficiencia exergética resulta superior a la del CRR y cercana a la del ORC, reflejando un aprovechamiento aceptable de la energía útil disponible. Su eficiencia de conversión térmica del 15 % es menor frente al 17-18 % de los sistemas convencionales, lo cual confirma su menor rendimiento térmico directo. No obstante, el Ciclo II aprovecha el calor revalorizado del Ciclo I, lo que le permite generar electricidad adicional sin requerir un nuevo aporte térmico, compensando así parcialmente su menor eficiencia. Desde el punto de vista ambiental, el Ciclo II presenta emisiones aproximadamente 13 % mayores que el Ciclo I, debido a la inclusión de una segunda turbina para incrementar la producción eléctrica. No obstante, al considerar las emisiones evitadas por unidad de energía térmica suministrada, el Ciclo II alcanza un valor de 2.30 tCO₂eq/kW_{suministro}, significativamente superior a los 0.48 y 0.49 tCO₂eq/kW_{suministro} de los ciclos CRR y ORC, respectivamente. Esta diferencia implica que el Ciclo II evita hasta cuatro veces más emisiones por unidad de energía aprovechada, posicionándose como una opción ambientalmente más favorable. Esta ventaja se acentúa al considerar el menor potencial de calentamiento global del fluido R1233zd(E) utilizado en el Ciclo II, en comparación con el n-pentano del ORC. Además, su capacidad para reutilizar el calor residual del Ciclo I refuerza su carácter sustentable. En conjunto, el Ciclo II se posiciona como una alternativa ambientalmente favorable y energéticamente viable para la producción eléctrica, al integrar de forma efectiva el aprovechamiento térmico y la reducción de emisiones frente a soluciones convencionales.

El Ciclo III se presenta como una alternativa poligenerativa que integra en un solo sistema la generación de electricidad, calor revalorizado y refrigeración, siendo evaluado frente a los sistemas independientes CRR, ORC y CRCV. Aunque su eficiencia de primera ley es inferior a la de los sistemas CRR y ORC, esta diferencia se explica por la energía que se destina al accionamiento interno del compresor del subsistema de refrigeración, lo cual reduce la salida neta de energía útil. Sin embargo, el Ciclo III compensa esta limitación con una eficiencia exergética superior a la del CRR y comparable con la del CRCV, evidenciando un uso eficiente de la calidad de la energía y bajas irreversibilidades internas. En términos de refrigeración, el ciclo logra un efecto de enfriamiento de 1,759 kW, un valor competitivo si se considera que se obtiene junto con una producción eléctrica significativa. Aunque el CRCV individual lo supera en capacidad de enfriamiento, el Ciclo III ofrece el valor agregado de la poligeneración, con un COP apenas inferior, lo que demuestra un desempeño técnico equilibrado. En cuanto a la producción eléctrica, el ciclo alcanza 4,412 kW con una eficiencia térmica del 13 %, ligeramente inferior a la de los sistemas CRR y ORC (18 %). No obstante, lo logra a partir de una fuente térmica de baja temperatura previamente utilizada, evidenciando su capacidad para valorizar energía residual dentro de un esquema integrado. Desde el punto de vista ambiental, sus emisiones evitadas por unidad de energía suministrada alcanzan $2.17 \text{ tCO}_2\text{eq/kW}_{\text{suministro}}$, lo que representa una mejora del 9 % frente al Ciclo I y superan en un los sistemas CRR y ORC (4.5 veces menores). Además, la selección de refrigerantes con bajo potencial de calentamiento global, R1233zd(E) y R1234yf, le otorga una ventaja ambiental frente a los sistemas individuales que utilizan n-pentano y R134a. En conjunto, el Ciclo III se posiciona como una opción poligenerativa ambientalmente responsable, capaz de maximizar simultáneamente la producción de electricidad y el efecto de enfriamiento, reduciendo a su vez el impacto ambiental mediante el uso de fluidos sostenibles y el aprovechamiento integral del recurso térmico.

5.3 Análisis Comparativo II (operación bajo mismas capacidades de producción)

En seguimiento al objetivo de investigación, se desarrolla este análisis complementario con el propósito de evaluar los requerimientos energéticos de cada sistema individual necesarios para alcanzar la misma producción obtenida por los Ciclos propuestos, bajo las condiciones previamente establecidas.

Comenzando con el Ciclo I, al ajustar la producción conjunta de los sistemas CRR y AHT para igualar los productos del Ciclo, destaca de inmediato la elevada demanda energética del sistema AHT para alcanzar una cantidad equivalente de calor revalorizado. Como se muestra en la Figura 51, la suma de los requerimientos térmicos del CRR y AHT asciende a 53,642 kW, lo que representa un 63 % más de energía en comparación con el suministro requerido por el Ciclo I. Esta diferencia implica no solo un mayor costo económico asociado al suministro energético, sino también un impacto ambiental considerable debido al incremento en la energía necesaria para operar ambos sistemas por separado. Además, cabe mencionar que el Ciclo I presenta una menor cantidad de energía disipada al ambiente con respecto al suministro térmico cerca del 28%, en contraste, en los sistemas CRR y AHT, el 82% y 51% de la energía suministrada, respectivamente, no se convierte en energía eléctrica útil. De esta manera, se confirma la mayor eficiencia del Ciclo I en la conversión del calor suministrado en productos útiles. Estos resultados refuerzan su viabilidad como una alternativa energética y sostenible frente a configuraciones convencionales independientes.

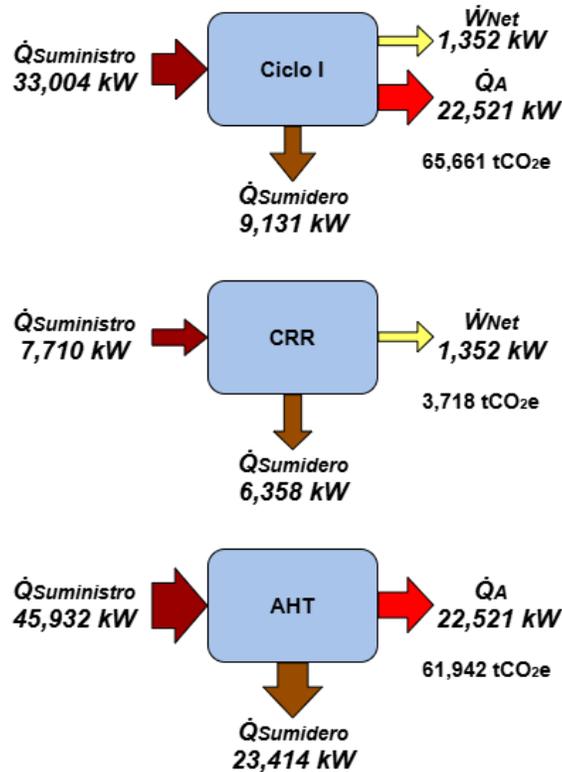


Figura 51 Producciones energéticas equivalentes del Ciclo I, CRR y AHT.

Continuando con el análisis del Ciclo II, la Figura 52 muestra que los sistemas CRR y ORC requieren un menor aporte térmico para generar la misma cantidad de energía eléctrica, lo que se traduce en un ahorro promedio del 13% respecto al suministro energético necesario en el Ciclo II. Este comportamiento se atribuye principalmente a la mayor eficiencia de conversión energética de los sistemas individuales. La diferencia observada es coherente con la naturaleza del Ciclo II, el cual opera a partir del calor residual recuperado del Ciclo I, este aprovechamiento conlleva un incremento de las irreversibilidades internas, lo que repercute negativamente en la eficiencia de conversión térmica y explica los efectos observados.

No obstante, si bien los sistemas individuales presentan mejores indicadores térmicos y exergéticos, es fundamental destacar que el Ciclo II no requiere un suministro térmico externo adicional. A diferencia de los sistemas CRR y ORC, que dependen de fuentes térmicas primarias (frecuentemente asociadas al uso de combustibles fósiles), el Ciclo II reutiliza energía residual que, en condiciones convencionales, sería desaprovechada. Además, emplea fluidos de trabajo con bajo potencial de calentamiento global (GWP), lo que refuerza aún más su perfil ambiental favorable. En conjunto, estas características permiten reducir casi seis veces las emisiones de CO₂, evitando hasta 75,815 toneladas de CO₂ equivalente, lo que representa un impacto ambiental sumamente relevante en escenarios de transición energética sostenible. Estas características posicionan al Ciclo II como una alternativa sostenible para la generación eléctrica, al permitir la valorización efectiva del calor residual, disminuir la demanda de recursos energéticos externos y reducir significativamente el impacto ambiental asociado a su operación.

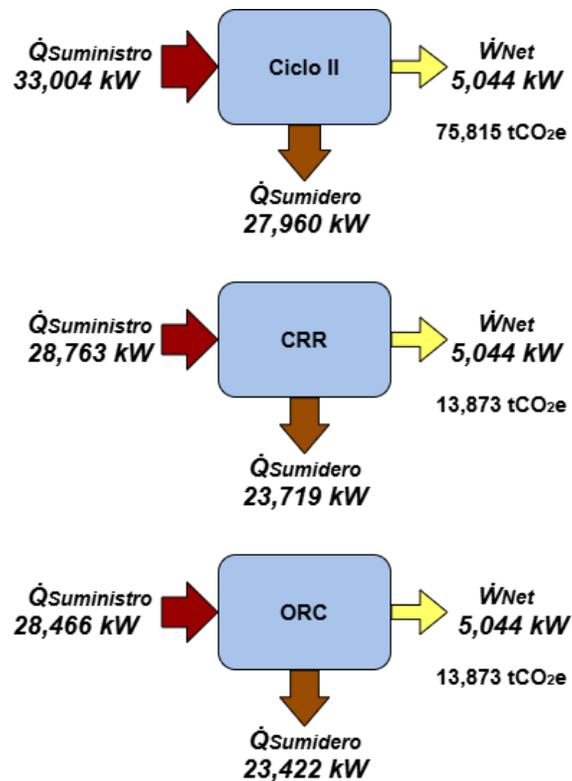


Figura 52 Producciones energéticas equivalentes del Ciclo II, CRR y ORC.

Finalmente, como se observa en la Figura 53, el Ciclo III reafirma el aprovechamiento del calor residual proveniente del Ciclo I, permitiendo la producción adicional de electricidad y enfriamiento a partir de una fuente térmica previamente utilizada. Al compararlo con los sistemas individuales, se observa que tanto el CRR como el ORC requieren, en promedio, un 20% menos suministro térmico para alcanzar niveles similares de generación eléctrica. De igual forma, el sistema CRCV demanda una cantidad considerablemente menor de energía para lograr el mismo efecto de enfriamiento. No obstante, esta menor demanda energética en los sistemas individuales se explica en gran medida por su producción de un solo producto, mientras que el Ciclo III integra simultáneamente la producción de electricidad y refrigeración, maximizando el aprovechamiento del calor residual dentro de un esquema de cogeneración más integral.

Cabe señalar que, si bien el Ciclo III presenta una eficiencia energética inferior (al requerir aproximadamente un 20% más de energía térmica en comparación con los sistemas individuales), esta aparente desventaja se ve ampliamente compensada por sus beneficios ambientales. Su diseño multigenerativo, aunque energéticamente más demandante, permite evitar la emisión de hasta 75,815 toneladas de CO_2 equivalente y emplea únicamente fluidos de bajo potencial de calentamiento global (GWP), lo que refuerza su perfil ambiental favorable.

En conjunto, el Ciclo III representa una alternativa estratégicamente sostenible. Su capacidad para transformar calor residual en múltiples productos útiles, minimizar la dependencia de fuentes térmicas primarias y reducir significativamente la huella de carbono, lo posiciona como una solución coherente con los objetivos actuales de transición energética, aun cuando ello implique un ligero sacrificio en eficiencia térmica.

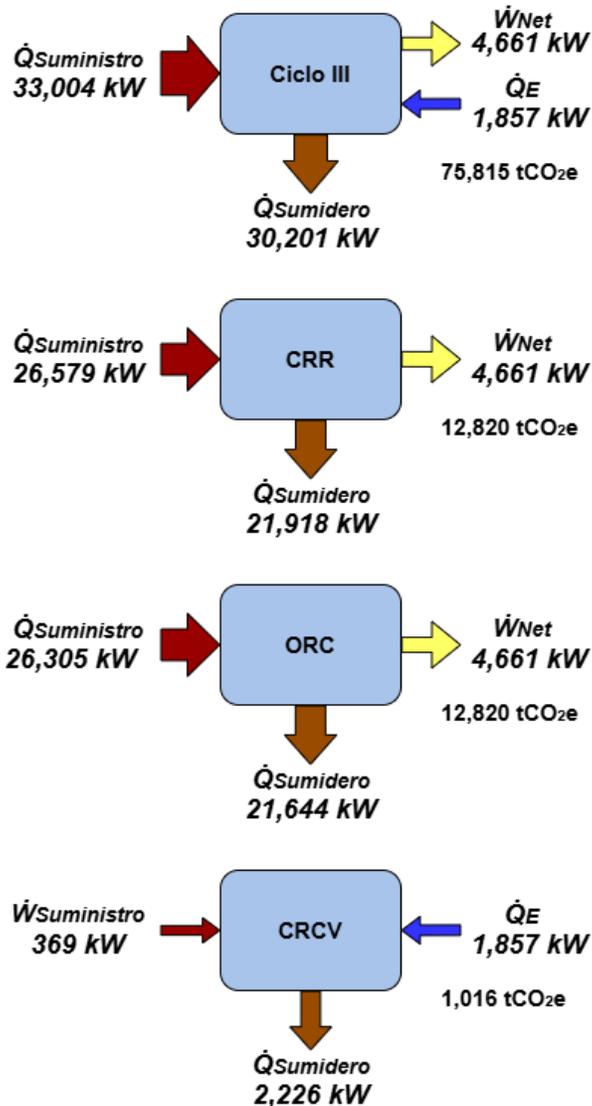


Figura 53 Producciones energéticas equivalentes del Ciclo III, CRR, ORC y CRCV.

El estudio comparativo desarrollado entre los Ciclos poligenerativos propuestos (Ciclo I, II y III) y los sistemas convencionales independientes (CRR, ORC, CRCV y AHT) ha permitido evidenciar las ventajas energéticas y ambientales que ofrecen las configuraciones integradas. En primer lugar, se destaca la capacidad de los Ciclos I, II y III para valorizar el calor residual y fuentes de baja entalpía, generando simultáneamente electricidad, calor útil y refrigeración. Esta multifuncionalidad los posiciona como soluciones más completas y eficientes frente a sistemas diseñados para funciones energéticas aisladas.

En términos de eficiencia de primera ley, aunque los Ciclos II y III presentan valores inferiores en comparación con sus sistemas individuales, este comportamiento se justifica por la integración de múltiples funciones y la reutilización de energía térmica previamente aprovechada. Sin embargo, desde la perspectiva exergética, los Ciclos exhiben desempeños competitivos e incluso superiores en varios casos, reflejando un uso más eficiente de la calidad de la energía disponible.

El análisis energético bajo condiciones de producción equiparadas reveló que replicar los productos energéticos de los Ciclos mediante la combinación de sistemas individuales requiere una mayor cantidad de energía térmica total, lo que implica mayores pérdidas y una eficiencia global más baja. En contraste, las configuraciones poligenerativas permiten reducir significativamente este desperdicio energético.

Adicionalmente, los ciclos propuestos presentan un impacto ambiental significativamente menor, gracias al uso de fuentes térmicas limpias y refrigerantes con bajo potencial de calentamiento global (GWP). Estas configuraciones están concebidas para operar con fuentes de energía renovable, lo que, en caso de implementarse con recursos como la energía solar o la geotermia, tendría el potencial de evitar por completo las emisiones asociadas al consumo de combustibles fósiles, representando un ahorro sustancial en términos de toneladas de CO₂ equivalente (tCO₂). Esto contrasta con los sistemas convencionales, que dependen en gran medida de hidrocarburos y fluidos de mayor impacto ambiental, limitando su sostenibilidad en escenarios de transición energética. En comparación con las configuraciones convencionales, los sistemas CRR y ORC presentan razones de conversión del orden de 0.48 y 0.49 tCO₂e/kW_{suministro}, respectivamente. En contraste, el Ciclo I alcanza una razón de 1.99 tCO₂e/kW_{suministro}, es decir, aproximadamente 4 veces mayor. Esta tendencia se acentúa en el Ciclo II y III, que ambos elevan dicho valor a 2.30 y 2.17 tCO₂e/kW_{suministro}, superando en un factor aproximadamente de 5 a los sistemas CRR y ORC. Estos resultados refuerzan la viabilidad de los Ciclos propuestos como alternativas ambientalmente sostenibles, contribuyendo a los objetivos de transición energética y mitigación del cambio climático.

En conjunto, los resultados obtenidos posicionan a los Ciclos poligenerativos como tecnologías con alto potencial para aplicaciones donde se requiere un aprovechamiento eficiente de fuentes térmicas residuales o de baja entalpía. Su diseño integral permite avanzar hacia esquemas energéticos alternativos y con menor impacto ambiental, contribuyendo así a los objetivos globales de eficiencia energética y descarbonización.

CAPÍTULO 6: Conclusiones

6.1 Conclusiones generales

El trabajo de investigación se centra en el análisis de sistemas energéticos poligenerativos con la capacidad de producir potencia, enfriamiento y calor revalorizado. Particularmente, el Ciclo I produce simultáneamente calor revalorizado y energía eléctrica. El Ciclo II, que incorpora un ORC regenerativo, busca una doble producción de energía eléctrica aprovechando el calor revalorizado como suministro energético. Finalmente, el Ciclo III añade el efecto frigorífico mediante la adición de un Ciclo de compresión de vapor. La implementación de estos sistemas representa una oportunidad para mejorar la eficiencia energética y reducir los GEI. Ofrecen, además, la ventaja competitiva de poder operar con diversas fuentes de energías renovables de baja temperatura.

El estudio de los parámetros de desempeño permite extraer las siguientes conclusiones puntuales:

1. El incremento de las temperaturas T_A (GTL) y T_{G1} favorece inicialmente mayor rango de temperaturas de revalorización en el Ciclo termodinámico. No obstante, una vez superado el punto máximo, la solución $H_2O-LiBr$ se aproxima a su zona de cristalización, lo que genera un aumento exponencial en los flujos másicos. Esta condición compromete la viabilidad operativa del sistema debido a los elevados requerimientos energéticos de bombeo, destacando la necesidad de limitar dichas temperaturas dentro de un rango seguro y eficiente.
2. El incremento de la temperatura de condensación (T_c) conlleva una desventaja significativa, ya que la presión de condensación también aumenta, lo que puede generar que la solución de trabajo se acerque a la zona de cristalización en un menor rango de temperaturas, y exigiendo un mayor aporte de la fuente de activación. Adicionalmente, este aumento reduce el gradiente de presión disponible en la turbina, provocando la disminución de la generación de potencia, limitando el rango operativo y afectando negativamente la eficiencia global del Ciclo.
3. El incremento de la relación de presiones (RP) conlleva una reducción significativa en el margen operativo del GTL, al disminuir progresivamente ΔX_2 . Esto evidencia un compromiso inherente del sistema: a mayor RP, se favorece la generación de potencia en la turbina a costa de una menor revalorización de la energía térmica del proceso.
4. La proporción de RF determina la distribución del flujo másico entre los generadores. Cuando este valor es bajo, se incrementa el flujo másico en el generador de baja presión, lo que favorece una mayor revalorización de la energía térmica dentro del sistema termodinámico. En cambio, un valor alto de RF implica un mayor flujo másico en el generador de alta presión, lo cual aumenta el potencial de expansión en la turbina.

La determinación adecuada de los parámetros operativos no solo influye directamente en la eficiencia de los ciclos, sino también en la potencia requerida por los componentes, los cuales están estrechamente relacionados con sus dimensiones físicas y, por ende, con su costo. Estos hallazgos resaltan la importancia de futuras optimizaciones que consideren simultáneamente el desempeño energético y el impacto económico del sistema propuesto. En el marco del análisis de los ciclos propuestos, la Tabla 18 resume los resultados máximos absolutos alcanzados en términos de

eficiencia exergética para una $T_{G2}= 80\text{ °C}$, $RP= 3$ y $RF= 3$, garantizando la operación segura fuera de la zona de cristalización de los ciclos termodinámicos y la operación no viable por grandes flujos másicos.

Tabla 18 Parámetros máximos alcanzados en los ciclos termodinámicos $T_{G2}= 80\text{ °C}$, $RP= 3$, $RF= 3$.

Parámetro	Ciclo I $T_C=25\text{ °C}$, $T_{G1}= 170\text{ °C}$, $T_A=132\text{ °C}$	Ciclo II $T_C=35\text{ °C}$, $T_{G1}= 150\text{ °C}$, $T_A=111\text{ °C}$	Ciclo III $T_C=35\text{ °C}$, $T_{G1}= 150\text{ °C}$, $T_A=111\text{ °C}$
\dot{W}_{Net} (kW)	1,495	2,837	2,676
\dot{Q}_A (kW)	13,202	-	-
\dot{Q}_E (kW)	-	-	662.8
η_{Ex}	0.88	0.69	0.69
η_I	0.20	0.13	0.13
\dot{I} (kW)	665	1,221	1,224
CO ₂ (tCO ₂ e anuales)	40,422	38,533	38,533

El Ciclo I se destacó como el más eficiente en términos exergéticos, superando en más del 27% a los Ciclos II y III. Este resultado evidencia su mayor capacidad para transformar la energía suministrada en potencia eléctrica y calor revalorizado, optimizando así el desempeño global del proceso. Adicionalmente, fue el que presentó la menor irreversibilidad, con valores más de un 45% inferiores respecto a los demás ciclos, lo que confirma su elevada eficiencia en el aprovechamiento de la exergía disponible y su bajo nivel de pérdidas exergéticas.

Junto con su desempeño exergético superior, el Ciclo I también destacó en la eficiencia de primera ley, alcanzando valores aproximadamente un 53% mayores que los de los otros ciclos. Esto demuestra su mayor capacidad para convertir la energía suministrada en productos útiles.

En términos de generación eléctrica, el Ciclo I alcanzó una potencia máxima de 1,495 kW. Si bien su capacidad de producción eléctrica es inferior a la de los otros ciclos, tiene la ventaja de proporcionar 13,202 kW de calor revalorizado, un aporte energético considerable. Desde una perspectiva ambiental, este Ciclo permite evitar hasta 40,422 tCO₂e anuales, contribuyendo significativamente a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero y reforzando su viabilidad como una alternativa sustentable.

El Ciclo II representa una integración estratégica al incorporar un sistema ORC que aprovecha el calor revalorizado del Ciclo I, con el objetivo de incrementar la producción de energía eléctrica sin necesidad de fuentes térmicas adicionales. Para este Ciclo se seleccionó el refrigerante R1233zd(E), una opción ambientalmente responsable gracias a sus bajos valores de GWP y ODP, lo que reafirma el compromiso del diseño con la reducción del impacto ambiental.

Aunque su eficiencia exergética es inferior a la del Ciclo I, el Ciclo II cumple de forma destacada su propósito principal: maximizar el aprovechamiento del calor residual. Prueba de ello es su capacidad para casi triplicar la generación eléctrica respecto al Ciclo anterior, alcanzando su máximo rendimiento al utilizar completamente 11,173 kW de calor recuperado. Este aprovechamiento eficiente del recurso térmico convierte al Ciclo II en un elemento clave para aumentar la productividad energética del sistema sin incrementar la demanda de energía primaria. Las reducciones observadas en eficiencia exergética (21%) y de primera ley (35%), así como el incremento de la irreversibilidad de casi el doble, son efectos esperables al incorporar una etapa adicional de conversión energética.

No obstante, el Ciclo II aporta una contribución ambiental sobresaliente. Al aumentar significativamente la generación eléctrica sin añadir emisiones directas, permite evitar la liberación de en promedio 37,259 tCO₂eq anuales, 12% más en comparación con las registradas por el Ciclo I (33,192 tCO₂eq anuales). Este resultado subraya el enorme potencial del Ciclo II como solución sostenible, donde el enfoque está orientado no únicamente a la eficiencia individual, sino a la mejora integral del sistema desde una perspectiva ambiental y de aprovechamiento de recursos térmicos residuales. En este contexto, el Ciclo II se posiciona como una alternativa robusta y altamente viable en estrategias de conversión energética sustentable.

Al igual que en el Ciclo II, en el Ciclo III se optó por un refrigerante con bajo impacto ambiental, seleccionándose el R1234yf por su bajo GWP y ODP, lo que lo convierte en una alternativa sustentable para sistemas de refrigeración por compresión. Este Ciclo combina la generación de electricidad con la producción de refrigeración, destinando una fracción de la energía de la turbina del ORC para accionar un compresor y, posteriormente, generar enfriamiento. Se identificó que una fracción del 10 % ofrece los mejores rendimientos cuando el sistema opera bajo las condiciones descritas en la Tabla 18. La configuración del Ciclo III da como resultado eficiencias exergética y de primera ley similares a las del Ciclo II, lo que se debe a que la conversión de trabajo en calor es más eficiente que la conversión de calor en trabajo, tal como se observó en la comparación entre el Ciclo I y el Ciclo II.

El Ciclo III ofrece beneficios operativos notables que lo distinguen dentro del sistema analizado. Con una capacidad de generación eléctrica de 2,676 kW, el Ciclo III supera ampliamente al Ciclo I en términos de producción de potencia. Además, introduce una funcionalidad adicional clave: la provisión de refrigeración, logrando una absorción de calor de 662 kW térmicos para suministrar temperaturas de hasta -10 °C. Esta capacidad de poligeneración lo convierte en una alternativa versátil, capaz de responder simultáneamente a demandas eléctricas y térmicas en aplicaciones con requerimientos de climatización o refrigeración industrial.

Desde la perspectiva ambiental, el Ciclo III permite evitar en promedio 37,259 tCO₂eq anuales al igual que el Ciclo II. Estos resultados destacan que, aunque la integración de múltiples procesos conlleva una penalización en términos de eficiencia energética y exergética, también representa una solución integral y sustentable. Al permitir la producción combinada de electricidad y refrigeración, el Ciclo III ofrece una alternativa tecnológica capaz de maximizar el aprovechamiento del recurso térmico residual, contribuyendo significativamente a la reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.

En general, el estudio de estos tres ciclos muestra que es posible promover la generación de energía a partir de fuentes de calor de baja entalpia, maximizando el aprovechamiento exergético y minimizando las emisiones de CO₂ de forma anual. Si bien cada Ciclo presenta ventajas y desventajas en términos de eficiencia y estabilidad, la integración de estos sistemas ofrece una solución energéticamente eficiente y ambientalmente sostenible. Es importante mencionar que la mejor propuesta depende directamente de la aplicación que se busque. En este sentido, el diseño de ciclos de potencia que combinen generación eléctrica y refrigeración podría representar una alternativa viable para sectores industriales que buscan reducir su impacto ambiental sin comprometer su demanda energética.

6.2 Trabajo a futuro

Como proyección a futuro, esta investigación abre diversas líneas de desarrollo científico y tecnológico en torno a los sistemas poligenerativos propuestos. Entre las oportunidades futuras se encuentran las enlistadas a continuación:

- Explorar y caracterizar fluidos de trabajo emergentes o prometedores que contribuyan a mejorar el rendimiento térmico y exergético de los ciclos, asegurando al mismo tiempo un impacto ambiental nulo o mínimo.
- Llevar a cabo una optimización rigurosa de las configuraciones propuestas, empleando técnicas avanzadas de análisis paramétrico y algoritmos de optimización multiobjetivo, con el fin de maximizar el desempeño energético, económico y ambiental de los sistemas.
- Analizar casos de estudio que incorporen fuentes renovables, como la energía solar térmica, la biomasa o la geotermia, con el fin de ampliar la aplicabilidad y fortalecer el enfoque de sostenibilidad de los ciclos propuestos.
- Desarrollar casos de estudio aplicados al sector industrial, donde la recuperación y revalorización del calor residual representen una oportunidad tangible para mejorar la eficiencia energética y optimizar el aprovechamiento térmico.
- Realizar análisis exergoeconómicos, económicos y de sostenibilidad ambiental, con el objetivo de identificar las configuraciones más competitivas desde una perspectiva integral, técnica, económica y ambiental, que permitan escalar el proyecto hacia nuevos retos profesionales y aplicaciones reales.

Anexo A: Metodología para el Cálculo de Emisiones de CO₂ Evitadas

En esta sección se describe la metodología empleada para estimar las emisiones de CO₂ evitadas por la implementación de los sistemas propuestos. Para realizar el análisis comparativo, se establecen las siguientes suposiciones: la planta opera de manera continua durante 24 horas al día, 335 días al año y se toma como referencia una planta termoeléctrica convencional que utiliza carbón térmico de importación como combustible (22,542.50 MJ/t).

Con base en la metodología sugerida para la estimación de emisiones de gases de efecto invernadero [1-3], se presentan los resultados correspondientes al Ciclo I, el cual fue simulado bajo las siguientes condiciones operativas: temperatura de condensación (T_C) de 30 °C, temperatura de generación 1 (T_{G1}) de 160 °C, temperatura de generación 2 (T_{G2}) de 80 °C, temperatura de absorción (T_A) de 125 °C, relación de flujo (RF) de 3 y relación de presiones (RP) de 3. Bajo estas condiciones, el sistema logra generar una potencia eléctrica de 1,352 kW y una potencia térmica útil de 22,521 kW.

A1. Estimación de Emisiones de CO₂ Equivalente por Energía Eléctrica

1. Cálculo de la energía eléctrica generada anualmente:

$$\begin{aligned} 335 \text{ días} * 24 \frac{h}{\text{días}} &= 8,040 \frac{h}{\text{año}} \\ 1,352 \text{ kW} * 8,040 \frac{h}{\text{año}} &= 10,870,080 \frac{kWh}{\text{año}} = 10,870.08 \frac{MWh}{\text{año}} \\ 10,870.08 \frac{MWh}{\text{año}} * 3.6 \frac{GJ}{MWh} &= 39,132.28 \frac{GJ}{\text{año}} \end{aligned}$$

Esta energía será utilizada en pasos siguientes para estimar las emisiones evitadas en términos de toneladas de CO₂ equivalentes (tCO₂e), tomando como referencia el factor de emisión correspondiente a una planta termoeléctrica de carbón.

2. Estimación de la masa de carbón térmico equivalente:

De acuerdo con la lista oficial de combustibles publicada por la Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía (CONUEE), el poder calorífico inferior del carbón térmico de importación se establece en 22,542.5 MJ/t [58]. Este valor equivale a:

$$22,542.50 \frac{MJ}{t} * 0.001 \frac{GJ}{MJ} = 22.54 \frac{GJ}{t}$$

Con base en la energía eléctrica generada por el sistema (39,132.28 GJ/año), la masa de carbón que habría sido necesaria para generar dicha energía en una planta termoeléctrica convencional se estima como:

$$\frac{39,132.28 \frac{GJ}{\text{año}}}{22.54 \frac{GJ}{t}} = 1,736.12 \frac{t}{\text{año}}$$

3. Cálculo de emisiones de gases de efecto invernadero evitadas.

Los factores de emisión para el carbón térmico de importación se reportan en [52] como sigue:

- CO₂: 0.0946 tCO₂/GJ
- CH₄: 1x10⁻⁶ tCH₄/GJ
- N₂O: 1.5x10⁻⁶ tN₂O/GJ

Aplicando estos factores a la cantidad de energía asociada a la masa de carbón calculada, se obtiene:

$$E_{CO_2} = 1,736.12 \frac{t}{año} * 22.54 \frac{GJ}{t} * 0.0946 \frac{tCO_2}{GJ} = 3,701.90 \frac{tCO_2}{año}$$

$$E_{CH_4} = 1,736.12 \frac{t}{año} * 22.54 \frac{GJ}{t} * 1 \times 10^{-6} \frac{tCH_4}{GJ} = 0.0391 \frac{tCH_4}{año}$$

$$E_{N_2O} = 1,736.12 \frac{t}{año} * 22.54 \frac{GJ}{t} * 1.5 \times 10^{-6} \frac{tN_2O}{GJ} = 0.0586 \frac{tN_2O}{año}$$

Considerando los potenciales de calentamiento global (GWP) del CH₄ (28 tCO₂e/tCH₄) y del N₂O (265 tCO₂e/tN₂O) [59], se obtiene el total de emisiones evitadas en unidades equivalentes de CO₂:

$$E_{CO_2e(CO_2)} = 3,701.90 \frac{tCO_2e}{año}$$

$$E_{CO_2e(CH_4)} = 0.0391 \frac{tCH_4}{año} * 28 \frac{tCO_2e}{tCH_4} = 1.09 \frac{tCO_2e}{año}$$

$$E_{CO_2e(N_2O)} = 0.0586 \frac{tN_2O}{año} * 265 \frac{tCO_2e}{tN_2O} = 15.53 \frac{tCO_2e}{año}$$

Por lo tanto, las emisiones térmicas evitadas son:

$$Emisiones\ eléctricas = 3,701.90 \frac{tCO_2e}{año} + 1.09 \frac{tCO_2e}{año} + 15.53 \frac{tCO_2e}{año}$$

$$Emisiones\ eléctricas = 3,718.52 \frac{tCO_2e}{año}$$

A2. Estimación de Emisiones de CO₂ Equivalente por Energía Térmica

1. Cálculo de la energía eléctrica generada anualmente

Considerando una operación continua durante 335 días al año, con una producción térmica constante de 22,521 kW, la energía útil generada anualmente se calcula de la siguiente manera:

$$335\ días * 24 \frac{h}{días} = 8,040 \frac{h}{año}$$

$$22,521\ kW * 8,040 \frac{h}{año} = 181,068,840 \frac{kWh}{año} = 181,068.84 \frac{MWh}{año}$$

$$181,068.84 \frac{MWh}{año} * 3.6 \frac{GJ}{MWh} = 651,847.82 \frac{GJ}{año}$$

2. Estimación de la masa de carbón térmico equivalente

Con base en el poder calorífico inferior (PCI) del carbón térmico de importación, establecido en 22,542.5 MJ/t [58], equivalente a 22.54 GJ/t, se obtiene la masa de carbón necesaria para generar dicha cantidad de energía térmica:

$$\frac{651,847.82 \frac{GJ}{año}}{22.54 \frac{GJ}{t}} = 28,919.60 \frac{t}{año}$$

3. Cálculo de emisiones de gases de efecto invernadero evitadas

Utilizando los factores de emisión reportados para el carbón térmico de importación [52], y aplicando los potenciales de calentamiento global (GWP) establecidos por el IPCC [59], se calculan las emisiones de gases de efecto invernadero de la siguiente manera:

$$E_{CO_2} = 28,919.60 \frac{t}{año} * 22.54 \frac{GJ}{t} * 0.0946 \frac{tCO_2}{GJ} = 61,664.80 \frac{tCO_2}{año}$$

$$E_{CH_4} = 28,919.60 \frac{t}{año} * 22.54 \frac{GJ}{t} * 1 \times 10^{-6} \frac{tCH_4}{GJ} = 0.6518 \frac{tCH_4}{año}$$

$$E_{N_2O} = 28,919.60 \frac{t}{año} * 22.54 \frac{GJ}{t} * 1.5 \times 10^{-6} \frac{tN_2O}{GJ} = 0.9777 \frac{tN_2O}{año}$$

Conversión a CO₂ equivalente (tCO₂e):

$$E_{CO_2e(CO_2)} = 61,664.80 \frac{tCO_2e}{año}$$

$$E_{CO_2e(CH_4)} = 0.6518 \frac{tCH_4}{año} * 28 \frac{tCO_2e}{tCH_4} = 18.25 \frac{tCO_2e}{año}$$

$$E_{CO_2e(N_2O)} = 0.9777 \frac{tN_2O}{año} * 265 \frac{tCO_2e}{tN_2O} = 259.09 \frac{tCO_2e}{año}$$

Total de emisiones térmicas evitadas:

$$Emisiones\ térmicas = 61,664.80 \frac{tCO_2e}{año} + 18.25 \frac{tCO_2e}{año} + 259.09 \frac{tCO_2e}{año}$$

$$Emisiones\ térmicas = 61,942.14 \frac{tCO_2e}{año}$$

A3. Emisiones totales de tCO₂e del Ciclo I

Por lo tanto, las emisiones evitadas por el Ciclo I para este caso de estudio resultan en la sumatoria de las emisiones eléctricas y las emisiones térmicas, dando como resultado 65,660.66 tCO₂e/año las evitadas si se usara este ciclo poligenerativo.

Emisiones totales de tCO₂e = Emisiones eléctricas + Emisiones térmicas

$$Emisiones\ totales\ de\ tCO_2e = 3,718.52 \frac{tCO_2e}{año} + 61,942.14 \frac{tCO_2e}{año}$$

$$Emisiones\ totales\ de\ tCO_2e = 65,660.66 \frac{tCO_2e}{año}$$

En la Tabla 19 se muestran las emisiones evitadas de gases de efecto invernadero por tipo de energía generadas por el Ciclo I, se puede apreciar que, para generar una potencia eléctrica de 1,352 kW y una potencia térmica útil de 22,521 kW de forma anual, se requerirían disponer de 30,655 toneladas de carbón térmico de importación. Además, se emitirían 65,660.66 tCO₂e anuales. Por lo que se demuestra la sustentabilidad de los sistemas propuestos al evitar emisiones considerables de gases de efecto invernadero.

Tabla 19 Emisiones evitadas de gases de efecto invernadero por tipo de energía.

Tipo de energía	Energía generada (GJ/año)	Masa de carbón reemplazada (t)	CO ₂ (tCO ₂ e)	CH ₄ (tCO ₂ e)	N ₂ O (tCO ₂ e)	Total (tCO ₂ e)
Eléctrica	39,132.28	1,736.12	3,701.90	1.09	15.53	3,718.52
Térmica	651,847.82	28,919.60	61,664.80	18.25	259.09	61,942.14
Total	690,980.10	30,655.72	65,366.70	19.34	274.62	65,660.66

Notas:

- Los factores de emisión aplicados corresponden a los valores reportados por [58] y [52] para el carbón térmico de importación.
- El potencial de calentamiento global (GWP) es de 28 para CH₄ y 265 para N₂O [59].
- Las emisiones se expresan en toneladas de CO₂ equivalente (tCO₂e) por año.

Bibliografía

- [1] Energy Institute. Statistical Review of World Energy 2025. London, U.K.; 2025. Available: https://www.energyinst.org/data/assets/pdf_file/0007/1658077/Statistical-Review-of-World-Energy.pdf.
- [2] U. Y. Sociedad, J. Carlos, P. Vanegas, Á. Iván, and T. Quijije. Diseño de un sistema híbrido aislado para abastecer a la Hacienda Quirola. 2021.
- [3] H. Ritchie and P. Rosado. Electricity Mix. Energy Institute.
- [4] International Energy Agency (IEA). CO₂ Emissions in 2022. 2022. Disponible en: www.iea.org
- [5] M. T. Gutiérrez Escajeda, P. Medellín Milán, A. Avila Galarza, J. S. Morales Aguilar, and M. A. Chavira Martínez. Contribución de los subsectores manufactureros en la variación de las emisiones de CO₂ por el uso de combustible en San Luis Potosí, México. Acta Univ, 2019; 29: 1–14. doi: 10.15174/au.2019.1920.
- [6] L. Á. Carrera, J. P. Montegudo Yanes, and N. A. Castro Perdomo. La eficiencia energética y la competitividad empresarial en América del Norte. Rev Univ Soc, 2021; 13(5): 479–489.
- [7] International Energy Agency (IEA). Energy Statistics Data Browser. IEA.
- [8] L. Ferrari, O. Masera, and A. Straffon. Energía verde y eficiencia para el sector industrial, comercial y residencial. 2022.
- [9] International Renewable Energy Agency (IRENA). Renewable Energy Statistics 2024. 2024. Disponible en: www.irena.org
- [10] Z. Xu and R. Wang. Absorption heat pump for waste heat reuse: current states and future development. Front Energy, 2017; 11(4): 409–420. doi: 10.1007/s11708-017-0507-1.
- [11] J. A. Hernández-Magallanes, C. L. Heard, R. Best, and W. Rivera. Modeling of a new absorption heat pump-transformer used to produce heat and power simultaneously. Energy, 2018; 165: 112–133. doi: 10.1016/j.energy.2018.09.074.
- [12] J. A. Hernández-Magallanes, S. Tututi-Avila, A. Cerdán-Pasarán, L. I. Morales, and W. Rivera. Thermodynamic simulation of an absorption heat pump-transformer-power cycle operating with the ammonia-water mixture. Appl Therm Eng, 2021; 182: 116174. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116174.
- [13] W. Rivera, R. Best, M. J. Cardoso, and R. J. Romero. A review of absorption heat transformers. Appl Therm Eng, 2015; 91: 654–670. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.08.021.
- [14] P. Srihirin, S. Aphornratana, and S. Chungpaibulpatana. A review of absorption refrigeration technologies. Renew Sustain Energy Rev, 2001; 5(4): 343–372. doi: 10.1016/S1364-0321(01)00003-X.
- [15] R. Best and W. Rivera. A review of thermal cooling systems. Appl Therm Eng, 2015; 75: 1162–1175. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.08.018.

- [16] R. J. Romero and S. Silva-Sotelo. Energy evaluation of the use of an absorption heat pump in water distillation process. In: *Distillation – Innovative Applications and Modeling*. InTech, 2017. doi: 10.5772/67094.
- [17] V. Tufano. On the performance of absorption heat pump-transformers. *Heat Recovery Syst CHP*, 1995; 15(4): 327–332. doi: 10.1016/0890-4332(95)90001-2.
- [18] F. A. Holland, J. Siqueiros, S. Santoyo, C. L. Heard, and E. R. Santoyo. *Water purification using heat pumps*. London: E & FN Spon, 1999.
- [19] A. I. Kalina. Combined cycle and waste heat recovery power systems based on a novel thermodynamic energy cycle utilizing low-temperature heat for power generation. *Proc ASME Jt Power Gener Conf*, 1983. Disponible en: <http://asmedigitalcollection.asme.org/GT/proceedings-pdf/JPGC1983-GTPapers/79368/V001T02A003/2513296/v001t02a003-83-jpgc-gt-3.pdf>
- [20] A. I. Kalina. Combined-cycle system with novel bottoming cycle. ASME, 1984. Disponible en: <http://asme.org/terms>
- [21] C. Martin and D. Y. Goswami. Effectiveness of cooling production with a combined power and cooling thermodynamic cycle. *Appl Therm Eng*, 2006; 26(5–6): 576–582. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2005.07.007.
- [22] S. M. Sadrameli and D. Y. Goswami. Optimum operating conditions for a combined power and cooling thermodynamic cycle. *Appl Energy*, 2007; 84(3): 254–265. doi: 10.1016/j.apenergy.2006.08.003.
- [23] G. Demirkaya, R. V. Padilla, and D. Y. Goswami. A review of combined power and cooling cycles. *Wiley Interdiscip Rev Energy Environ*, 2013; 2(5): 534–547. doi: 10.1002/wene.75.
- [24] S. Vijayaraghavan and D. Y. Goswami. On evaluating efficiency of a combined power and cooling cycle. *J Energy Resour Technol*, 2003; 125(3): 221–227. doi: 10.1115/1.1595110.
- [25] D. S. Ayoub, R. Saravanan, J. C. Bruno, and A. Coronas. Analysis and simulation of modified ammonia/water absorption cycle for power and cooling applications. *Int J Low-Carbon Technol*, 2013; 8(Suppl 1): i38–i45. doi: 10.1093/ijlct/ctt032.
- [26] A. Fontalvo, H. Pinzon, J. Duarte, A. Bula, A. G. Quiroga, and R. V. Padilla. Exergy analysis of a combined power and cooling cycle. *Appl Therm Eng*, 2013; 60(1–2): 164–171. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.06.034.
- [27] D. S. Ayoub, J. C. Bruno, and A. Coronas. Combined absorption power and refrigeration cycles using low- and mid-grade heat sources. *Sci Technol Built Environ*, 2015; 21(7): 934–943. doi: 10.1080/23744731.2015.1025681.
- [28] D. H. Jamali and A. Noorpoor. Optimization of a novel solar-based multi-generation system for waste heat recovery in a cement plant. *J Clean Prod*, 2019; 240: 117825. doi: 10.1016/j.jclepro.2019.117825.

- [29] C. Xu, Y. Wang, Z. Zhang, Z. Li, X. Zhou, and R. V. Padilla. Thermodynamic analysis of a novel biomass polygeneration system for ammonia synthesis and power generation using Allam power cycle. *Energy Convers Manag*, 2021; 247: 114746. doi: 10.1016/j.enconman.2021.114746.
- [30] J. A. Hernández-Magallanes, C. L. Heard, R. Best, W. Rivera, L. I. Morales, and S. Tututi-Avila. Energy and exergy analysis of a modified absorption heat pump (MAHP) to produce electrical energy and revaluated heat. *Processes*, 2022; 10(8): 1567. doi: 10.3390/pr10081567.
- [31] M. A. Alharthi, A. Khaliq, S. Alqaed, and F. Almeahmadi. Investigation of new combined cooling, heating and power system based on solar thermal power and single-double-effect refrigeration cycle. *Energy Rep*, 2023; 9: 289–309. doi: 10.1016/j.egy.2023.04.002.
- [32] M. Esfandiari, F. Pourfayaz, A. Kasaeian, and A. Gholami. Energy–exergy analysis for performance improvement of Brayton–Rankine combined cycle system by utilizing a solar absorption refrigeration cycle (case study: Kahnuj Combined Cycle Power Plant). *Energy Sci Eng*, 2024; 12(1): 201–214. doi: 10.1002/ese3.1629.
- [33] D. Flórez-Orrego, M. E. R. Domingos, and F. Maréchal. Techno-economic and environmental analysis of high temperature heat pumps integration into industrial processes: the ammonia plant and pulp mill cases. *Sustain Energy Technol Assess*, 2023; 60: 103560. doi: 10.1016/j.seta.2023.103560.
- [34] S. Zheng, Q. Hai, X. Zhou, and R. J. Stanford. A novel multi-generation system for sustainable power, heating, cooling, freshwater, and methane production: Thermodynamic, economic, and environmental analysis. *Energy*, 2024; 290: 130084. doi: 10.1016/j.energy.2023.130084.
- [35] L. Bouzyan, C. Toublanc, and A. Ousegui. Modeling of a LiBr–H₂O absorption air conditioner system driven by a solar flat plate collector. *E3S Web Conf*, 2023; 469: 00049. doi: 10.1051/e3sconf/202346900049.
- [36] J. Uche, A. Martínez-Gracia, I. Zabalza, and S. Usón. Renewable energy source (RES)-based polygeneration systems for multi-family houses. *Sustainability (Switzerland)*, 2024; 16(3): 945. doi: 10.3390/su16030945.
- [37] Z. Cheng, H. Li, X. Zhang, L. Wang, Y. Liu, and W. Zhou. Improved modelling for ammonia-water power cycle coupled with turbine optimization design: A comparison study. *Energy*, 2024; 292: 130454. doi: 10.1016/j.energy.2024.130454.
- [38] M. A. Ehyaei, F. Heberle, and D. Brüggemann. Feasibility study of the high-temperature organic Rankine cycle in combined heat and power state from energy, exergy, and economic point of view. *Energy Sci Eng*, 2024; 12(3): 1028–1040. doi: 10.1002/ese3.1676.
- [39] T. Wang, T. Zhou, Y. Feng, M. Zhang, S. Zhu, and H. Yang. Poly-generation system with waste heat of low-temperature flue gas in power plants based on organic Rankine cycle. *Appl Therm Eng*, 2024; 242: 122513. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.122513.
- [40] R. E. Dong, L. Chen, Y. Wu, H. Zhang, S. Wang, and J. Li. A heat recovery-based ecofriendly solar thermal-driven electricity/hydrogen/freshwater multigeneration scheme using LNG regasification:

Energy, exergy, economic, and environmental (4E) analysis. *Case Stud Therm Eng*, 2024; 53: 103853. doi: 10.1016/j.csite.2023.103853.

[41] G. Biancini, L. Cioccolanti, R. Moradi, and M. Moglie. Comparative study of steam, organic Rankine cycle and supercritical CO₂ power plants integrated with residual municipal solid waste gasification for district heating and cooling. *Appl Therm Eng*, 2024; 241: 122437. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2024.122437.

[42] H. Meftahpour, R. K. Saray, A. T. Aghaei, and K. Bahlouli. Comprehensive analysis of energy, exergy, economic, and environmental aspects in implementing the Kalina cycle for waste heat recovery from a gas turbine cycle coupled with a steam generator. *Energy*, 2024; 290: 130094. doi: 10.1016/j.energy.2023.130094.

[43] K. E. Herold, R. Radermacher, and S. A. Klein. *Absorption Chillers and Heat Pumps*. 2nd ed. CRC Press, 2016.

[44] D. Matuszewska, M. Kuta, and J. Górski. A thermodynamic assessment of working fluids in ORC systems. *EPJ Web Conf*, 2019; 213: 02057. doi: 10.1051/epjconf/201921302057.

[45] S. S. Butt, U. A. Perera, T. Miyazaki, K. Thu, and Y. Higashi. Energy, exergy and environmental (3E) analysis of low GWP refrigerants in cascade refrigeration system for low temperature applications. *Int J Refrig*, 2024; 160: 373–389. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2023.12.020.

[46] M. H. Yang, M. C. Liu, and R. H. Yeh. Investigation of low-GWP working fluids as substitutes for R245fa in organic Rankine cycle application. *Heliyon*, 2024; 10(14): e34219. doi: 10.1016/j.heliyon.2024.e34219.

[47] Y. A. Çengel and M. A. Boles. *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 8th ed. McGraw-Hill Education, 2015.

[48] J. González, F. Llovel, J. M. Garrido, and H. Quinteros-Lama. Selection of a suitable working fluid for a combined organic Rankine cycle coupled with compression refrigeration using molecular approaches. *Fluid Phase Equilib*, 2023; 572: 113847. doi: 10.1016/j.fluid.2023.113847.

[49] M. Asim, S. Wang, Y. Xu, A. K. Bhoi, H. A. Khan, and T. Guo. Performance assessment and working fluid selection for novel integrated vapor compression cycle and organic Rankine cycle for ultra low grade waste heat recovery. *Sustainability (Switzerland)*, 2021; 13(21): 11592. doi: 10.3390/su132111592.

[50] L. E. Méndez-Cruz, M. Á. Gutiérrez-Limón, H. Lugo-Méndez, R. Lugo-Leyte, T. Lopez-Arenas, and M. Sales-Cruz. Comparative thermodynamic analysis of the performance of an organic Rankine cycle using different working fluids. *Energies (Basel)*, 2022; 15(7): 2588. doi: 10.3390/en15072588.

[51] M. Villarini, E. Bocci, M. Moneti, A. Di Carlo, and A. Micangeli. State of art of small scale solar powered ORC systems: A review of the different typologies and technology perspectives. *Energy Procedia*, 2014; 45: 257–267. doi: 10.1016/j.egypro.2014.01.028.

[52] Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT). Acuerdo que establece las particularidades técnicas y las fórmulas para la aplicación de metodologías para el cálculo de emisiones de gases o compuestos de efecto invernadero. México, 2015.

- [53] S. Eyerer, C. Wieland, A. Vandersickel, and H. Spliethoff. Experimental study of an ORC (Organic Rankine Cycle) and analysis of R1233zd(E) as a drop-in replacement for R245fa for low temperature heat utilization. *Energy*, 2016; 103: 660–671. doi: 10.1016/j.energy.2016.03.034.
- [54] F. Dawo, C. Wieland, T. Wetzel, H. Spliethoff, and S. Eyerer. R1224yd(Z), R1233zd(E) and R1336mzz(Z) as replacements for R245fa: Experimental performance, interaction with lubricants and environmental impact. *Appl Energy*, 2021; 288: 116661. doi: 10.1016/j.apenergy.2021.116661.
- [55] J. J. G. Pabón, A. Khosravi, J. M. Belman-Flores, L. Machado, and R. Revellin. Applications of refrigerant R1234yf in heating, air conditioning and refrigeration systems: A decade of researches. *Int J Refrig*, 2020; 118: 502–519. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2020.06.014.
- [56] D. Sánchez, A. Andreu-Nácher, D. Calleja-Anta, R. Llopis, and R. Cabello. Energy impact evaluation of different low-GWP alternatives to replace R134a in a beverage cooler: Experimental analysis and optimization for the pure refrigerants R152a, R1234yf, R290, R1270, R600a and R744. *Energy Convers Manag*, 2022; 256: 115388. doi: 10.1016/j.enconman.2022.115388.
- [57] F. W. A. Blanco-Ojeda, M. V. Almeida-Queiroz, D. F. Marcucci-Pico, J. A. dos Reis-Parise, and E. P. Bandarra-Filho. Experimental evaluation of low-GWP refrigerants R513A, R1234yf and R436A as alternatives for R134a in a cascade refrigeration cycle with R744. *Int J Refrig*, 2022; 144: 175–187. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2022.08.010.
- [58] Secretaría de Energía (SENER). Lista de combustibles y sus poderes caloríficos 2025 que se considerarán para identificar a los usuarios con un patrón de alto consumo, así como los factores para determinar las equivalencias en térmicos de barriles equivalentes de petróleo. México, 2025.
- [59] Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales (SEMARNAT). Acuerdo que establece los gases o compuestos de efecto invernadero que se agrupan para efectos de reporte de emisiones, así como sus potenciales de calentamiento. México, 2014.