



UNIVERSIDAD DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

EVALUACIÓN DE LA INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO
DE ELECTRICIDAD CON BOMBAS DE CALOR EN CENTRALES TERMO-
ELÉCTRICAS DE GRAN ESCALA

TESIS PARA OPTAR AL GRADO DE MAGÍSTER EN
CIENCIAS DE LA INGENIERÍA, MENCIÓN MECÁNICA

JOHNATAN BLANQUICETH PEREIRA

PROFESOR GUÍA:
JOSÉ MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
RODRIGO ESCOBAR MORAGAS
ÁLVARAO VALENCIA MUSALEM

SANTIAGO DE CHILE

2021

RESUMEN DE LA TESIS PARA OPTAR AL GRADO DE MAGÍSTER
EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA, MENCIÓN MECÁNICA
POR: JOHNATAN BLANQUICETH PEREIRA
FECHA: 2021
PROF. GUÍA: JOSE MIGUEL CARDEMIL IGLESIAS

EVALUACIÓN DE LA INTEGRACIÓN DE SISTEMAS DE ALMACENAMIENTO
DE ELECTRICIDAD CON BOMBAS DE CALOR EN CENTRALES TERMO-
ELÉCTRICAS DE GRAN ESCALA

Considerando la necesidad del uso de energías renovables para la descarbonización del sector de generación eléctrica, sin detrimento en la estabilidad y confiabilidad de las redes, en este trabajo se analizó un sistema emergente para el almacenamiento de electricidad a gran escala. Este es llamado Pumped Thermal Electricity Storage (PTES). A diferencia de las tecnologías que dominan el mercado, no tiene limitaciones geográficas y por su alta densidad energética (ρ_E) puede tener un costo potencialmente competitivo. Consiste en una bomba de calor (Heat Pump-HP) que transforma en energía térmica, electricidad de la red en periodos de bajo costo; un sistema de almacenamiento térmico (TES); y un ciclo de descarga para generar electricidad cuando es requerido. Hay pocos trabajos que han estudiado la integración de estos sistemas en centrales termoeléctricas convencionales, configuración con ahorro de costos (y preservación de empleos) potencial, que reutiliza el ciclo Rankine de vapor (Wet steam cycle-WSC) de estas plantas. Se analizó, por tanto, una HP con recuperación (con tres fluidos de trabajo: CO₂, aire y argón) y aire ambiente como fuente de calor, integrada a varias opciones de sal fundida para el TES, y un ciclo WSC operando a 538°C y 16 MPa (caso base). Se realizó un estudio de sensibilidad, variando la temperatura, presión, temperatura ambiente y eficiencia isentrópica (η_{is}) de las turbomáquinas. Adicionalmente, se evaluó un WSC supercrítico y dos Brayton con recompresión, sistemas potenciales para la nueva generación de plantas de concentración solar. El desempeño y comparación de las configuraciones se analizó mediante la eficiencia de Round Trip (RTE), calculada por medio análisis exergético, y otras métricas como la ρ_E , densidad de potencia (ρ_P), relación de presiones (r) y costo de sales usadas.

En el caso base, la configuración con CO₂ en la HP resultó en la mayor RTE. Valores del 50% pueden ser esperados con η_{is} del 80%. Sin embargo, la alternativa con argón resultó atractiva ya que la RTE es cercana, tiene una ρ_P mayor y r menor, que pueden conllevar a sistemas potencialmente más compactos y de menor costo. Además, el límite de temperatura máxima en estos compresores es más elevado. La sal fundida de nitratos y adición de Litio, si se reducen costos de adquisición, puede ser una opción interesante debido a alta ρ_E (ahorro potencial en tamaño de tanques y flujo másico). Con un WSC supercrítico, operando a 25 MPa y mejor η_{is} , una RTE alrededor de 64% puede ser alcanzada. Configuraciones Brayton con recompresión, integradas a HP con aire o argón y con parámetros de operación similar, pueden ser una opción competitiva, especialmente si se trabaja por encima de 700°C. Dichos sistemas son más susceptibles a la reducción de la η_{is} y la sal de carbonatos y litio es una opción adecuada, siempre y cuando los costos del material disminuyan. Otra opción interesante es la sal binaria clorada, de bajo costo, pero baja ρ_E . Un estudio económico y diseño específico de los equipos de la bomba de calor, es necesario para evaluar el potencial y rentabilidad de este tipo de sistemas PTES.

Agradecimientos a Dios, mi familia, Alejandra y amigos, por todo el amor y apoyo

Y al profesor Cardemil, por toda la enseñanza y consejos recibidos

Tabla de contenido

1.	Introducción	1
1.1	Objetivos de la tesis	10
1.2	Estructura de la tesis	11
2.	Revisión bibliográfica	12
2.1	Clasificación de los sistemas PTES	12
2.1.1	PTES basadas en ciclo Brayton.....	12
2.1.2	PTES basadas en ciclo Rankine transcrito	14
2.1.3	PTES basadas en CHEST	17
2.2	Integración PTES en plantas térmicas convencionales	18
2.3	Discusión.....	22
2.3.1	Recapitulación.....	23
3.	Metodología.....	25
3.1	Modelación y validación de subprocesos	26
3.1.1	Ciclo de descarga (Heat to Power)	28
3.1.2	Ciclo de carga (Power to Heat)	44
3.1.3	Almacenamiento térmico.....	52
3.1.4	Intercambio de calor TES-H2P	57
3.1.5	Intercambio de calor P2H- TES	66
3.2	Estudio paramétrico	67
3.2.1	Estudio de sensibilidad	70
4.	Análisis de resultados	72
4.1	Resultados ciclos de carga y descarga	72
4.1.1	Ciclos de descarga	72
4.1.2	Ciclos de carga.....	76
4.2	Comparación de sistemas	87
4.2.1	Sales fundidas	88
4.2.2	Ciclos de carga.....	95
4.2.3	Ciclos de descarga	99
4.2.4	RTE vs ρP	101
4.3	Análisis exergético	106
4.3.1	Exergía destruida por subproceso	107
4.3.2	Exergía destruida en Bomba de calor.....	109

4.4	Estudio de sensibilidad.....	112
4.4.1	Variación de la temperatura máxima.....	112
4.4.2	Variación de la presión máxima.....	115
4.4.3	Variación de la temperatura ambiente.....	120
4.4.4	Variación de la eficiencia isentrópica de las turbomáquinas	124
4.5	Comparación con tecnologías de almacenamiento eléctrico	127
4.5.1	Configuraciones PTES y parámetros de operación potenciales	127
4.5.2	Comparación de sistemas PHS, CAES y PTES	133
5.	Conclusiones y recomendaciones para futuros trabajos	135
5.1	Conclusiones	135
5.1.1	Integración de configuraciones PTES en centrales térmicas	135
5.1.2	Análisis exergético	137
5.1.3	Sensibilidad a parámetros operativos y potencial de sistemas PTES	137
5.1.4	PTES y tecnologías de almacenamiento de electricidad	138
5.2	Recomendaciones para futuros trabajos.....	139
6.	Bibliografía	141

Índice de Tablas

Tabla 1 - 1: Características principales de sistemas de almacenamiento para aplicaciones particulares en el sistema de energía (Adaptado de [6])	6
Tabla 1 - 2: Comparación de tecnologías de almacenamiento de electricidad (Adaptado de [14])	10
Tabla 3 - 1: Parámetros de operación de planta NGS (Extraído de [74])	29
Tabla 3 - 2: Ecuaciones de balance de masa, energía y exergía para los componentes del ciclo Rankine.....	31
Tabla 3 - 3: Resultados de la validación del desempeño global de modelo de ciclo Rankine	33
Tabla 3 - 4: Comparación de parámetros de operación de modelo de ciclo Rankine	33
Tabla 3 - 5: Comparación de los resultados del modelo Rankine supercrítico y la referencia	36
Tabla 3 - 6: Parámetros para validación de ciclo Brayton	41
Tabla 3 - 7: Resultados de validación de modelo Brayton	41
Tabla 3 - 8: Parámetros para validación de bomba de calor.....	45
Tabla 3 - 9: Comparación de la variación del COEP con la eficiencia isentrópica en $T_{max} = 300\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $\gamma_{HP} = 0.4$	49
Tabla 3 - 10: Eficiencia exergética de los subproceso para cálculo de RTE y validación del modelo de bomba de calor	49
Tabla 3 - 11: Comparación de RTE para validación del modelo de bomba de calor en $T_{max} = 575\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $\gamma_{HP} = 0.5089$	49
Tabla 3 - 12: Propiedades de las sales fundidas estudiadas.....	53
Tabla 3 - 13: Costos de sales fundidas.....	54
Tabla 3 - 14: Eficiencias de las turbomáquinas de los modelos encontrados en la literatura	69
Tabla 3 - 15: Presiones máximas en los modelos de carga y descarga encontrados en la literatura	70
Tabla 3 - 16: Temperaturas máximas en los modelos de carga y descarga de diferentes autores.....	70
Tabla 4 - 1: Resultados del ciclo Rankine convencional para el caso de estudio base	73
Tabla 4 - 2: Resultados del ciclo Brayton con partial cooling para el caso de estudio base	75
Tabla 4 - 3: Resultados del ciclo Brayton con main intercooling para el caso de estudio base.....	76

Tabla 4 - 4: Resultados del ciclo carga con CO ₂ y desempeño general del sistema PTES (Para WSC)	77
Tabla 4 - 5: Resultados del ciclo carga con Aire y desempeño general del sistema PTES (Para WSC)	79
Tabla 4 - 6: Resultados del ciclo carga con Argón y desempeño general del sistema PTES (Para WSC)	80
Tabla 4 - 7: Resultados del ciclo carga y calentador eléctrico con CO ₂ y desempeño general del sistema PTES (Para WSC)	81
Tabla 4 - 8: Resultados de los parámetros de desempeño del sistema PTES con ciclo de descarga Rankine y ciclo de carga con CO ₂	88
Tabla 4 - 9: Resultados de parámetros de desempeño para escenarios potenciales de integración PTES	128
Tabla 4 - 10: Comparación de flujos máxicos de sales fundidas para los ciclos de descarga estudiados (P _{max} =25 MPa, $\eta_{is,Turbine}$ =93%, $\eta_{is,Compressor}$ =90%, T _{amb} =15 °C) ...	132
Tabla 4 - 11: Comparación de tecnologías de almacenamiento de electricidad: Round trip efficiency, Densidad de energía y Densidad de potencia	133

Índice de Figuras

Figura 1 - 1: Consumo global de energía por región entre 2010 y 2015. Unidades en 10 ⁵ BTU (Extraído de [1])	1
Figura 1 - 2: Emisiones acumuladas de CO ₂ en Gt relativas a la producción y consumo de energía global (Extraído de [2])	2
Figura 1 - 3: Matriz energética global, aporte de las energías renovables por uso final de energía (Adaptado de [5])	2
Figura 1 - 4: Incremento del aporte de las energías renovables en la matriz energética (Extraído de [2])	3
Figura 1 - 5: Proyección del incremento de las energías renovables en la matriz energética, de acuerdo al tipo de energía (Extraído de [3])	3
Figura 1 - 6: Desbalances de suministro de energía y demanda en Alemania (Extraído de [6])	4
Figura 1 - 7: Desacoplamiento y vertimiento de energía en nudo del norte del Sistema Eléctrico Nacional (SEN) de Chile (Extraído de [8])	5
Figura 1 - 9: Capacidad global instalada de almacenamiento de electricidad a 2010 [MW] (Extraído de [6])	6
Figura 1 - 10: Esquema de sistemas comerciales para el almacenamiento de electricidad a gran escala: PHS (superior), CAES (inferior) (Extraído de [15])	7
Figura 1 - 11: Representación del concepto de los sistemas PTES. Integración de bomba de calor y máquina térmica (Adaptado de [18])	8
Figura 1 - 12: Comparación del LCOE de diferentes tecnologías de almacenamiento de electricidad (Adaptado de [17])	10
Figura 2 - 1: Sistema de almacenamiento propuesto por Desrues et al. Componentes (izquierda); Proceso de carga (derecha) (Adaptado de [19])	13
Figura 2 - 2: Acoplamiento de perfiles de temperatura del fluido de trabajo y las fuentes de almacenamiento de alta y baja temperatura. Se muestra un incorrecto acoplamiento de estos perfiles en los dos casos superiores y el ideal en los casos de la parte inferior (Extraído de [18])	15
Figura 2 - 3: Modelo de carga (izquierda) y descarga (derecha) presentado por Mercangöz et al. (Extraído de [18])	15
Figura 2 - 4: Diagrama T-s de los ciclos de carga y descarga propuestos por Mercangöz et al. (Adaptado de [18])	16
Figura 2 - 5: Ciclos de carga y descarga de modelo CHEST (Extraído de [64])	17
Figura 2 - 6: Integraciones de sistema PTES en planta térmica con ciclo Rankine de vapor (Extraído de [65])	19
Figura 2 - 7: Cálculo de la RTE a partir de los subprocesos de conversión de energía (Adaptado de [65])	19

Figura 2 - 8: Esquema de la bomba de calor e índice de recuperación (Adaptado de [23])	20
Figura 2 - 9: Integración PTES en ciclo Rankine de planta CSP con sales fundidas y agua caliente como fuente de calor para el ciclo de carga (Extraído de [66])	21
Figura 3 - 1: Subprocesos del sistema PTES y descarga.....	25
Figura 3 - 2. Esquema del sistema PTES y sistema de almacenamiento térmico con sales fundidas, integrado a planta termoeléctrica.....	26
Figura 3 - 3: Esquema de la planta NGS (Adaptado de [74])	29
Figura 3 - 4: Esquema modificado de ciclo Rankine.....	31
Figura 3 - 5: Esquema simplificado de Planta con ciclo Rankine supercrítico (Extraído de [79]).....	35
Figura 3 - 6: Esquema extendido de planta con ciclo Rankine supercrítico	36
Figura 3 - 7: Esquema de ciclo Brayton con intercooling en el compresor principal	37
Figura 3 - 8: Esquema de ciclo Brayton con partial cooling	37
Figura 3 - 9: Modelo de discretización de intercambiador de calor a contraflujo (Extraído de [89]).....	39
Figura 3 - 10: Comparación UA total de HTR vs número de sub intercambiadores (Partial cooling).....	42
Figura 3 - 11: Comparación UA total de LTR vs número de sub intercambiadores (Partial cooling).....	43
Figura 3 - 12: Discretización de intercambiador HTR (Partial cooling).....	43
Figura 3 - 13: Discretización de intercambiador LTR (Partial cooling)	44
Figura 3 - 14: Esquema de la bomba de calor usada para el ciclo de carga.....	44
Figura 3 - 15: Diagrama T-s supercrítico de ciclo de bomba de calor (Adaptado de [23])	46
Figura 3 - 16: Diagrama T-s transcrítico de ciclo de bomba de calor y restricciones para optimización (Extraído de [23]).....	46
Figura 3 - 17: Parametrización de COEP para validación de bomba de calor con CO ₂	47
Figura 3 - 18: Parametrización de COEP para validación de bomba de calor con Aire	48
Figura 3 - 19: Variación del COEP con respecto a las eficiencias isentrópicas de las turbomáquinas (Extraído de [23]).....	48
Figura 3 - 20: Adición de calentador eléctrico en serie a bomba de calor.....	51
Figura 3 - 21: Sistema de almacenamiento de 10 horas con sales fundidas para planta solar de 100 MW en Crescent Dunes, CA, USA [90].....	53
Figura 3 - 22: Esquema de flujo de exergía en el sistema de almacenamiento (Extraído de [95]).....	54
Figura 3 - 23: Integración TES y ciclo Rankine subcrítico	58

Figura 3 - 24: Perfil de temperatura de integración de TES y ciclo Rankine subcrítico (Adaptado de [99])	58
Figura 3 - 25: Generador de vapor BENSON® desarrollado por SIEMENS (Adaptado de [80])	60
Figura 3 - 26: Integración TES y ciclo Rankine supercrítico	60
Figura 3 - 27: Análisis de pinch point en intercambio de calor con ciclo fluido supercrítico (Extraído de [102])	61
Figura 3 - 28: Localización de Pinch Point para adición de calor en ciclo Rankine supercrítico	62
Figura 3 - 29: UA total vs número de sub intercambiadores para sección crítica de intercambio de calor del ciclo Rankine supercrítico	62
Figura 3 - 30: Revisión del pinch point para adición de calor en ciclo Rankine supercrítico	63
Figura 3 - 31: Perfil de temperaturas de las sales fundidas (rojo) y vapor (azul) en la adición de calor al evaporador del ciclo Rankine supercrítico	63
Figura 3 - 32: Integración TES y ciclo Brayton con recalentamiento y CO ₂ supercrítico	65
Figura 3 - 33: Integración bomba de calor en TES.....	66
Figura 4 - 1: Diagrama T-s del ciclo Rankine de vapor	73
Figura 4 - 2: Variación del calor específico de las sales 1,2 y 5 con la temperatura.....	74
Figura 4 - 3: Diagrama T-s del ciclo Brayton con partial cooling	75
Figura 4 - 4: Diagrama T-s del ciclo Brayton con main intercooling	76
Figura 4 - 5: Diagrama T-s del ciclo de carga con CO ₂ (Para ciclo WSC y sal 1)	77
Figura 4 - 6: Diagrama T-s del ciclo de carga con Aire (Para ciclo WSC y sal 1).....	79
Figura 4 - 7: Diagrama T-s del ciclo de carga con Argón (Para ciclo WSC y sal 1).....	80
Figura 4 - 8: Diagrama T-s del ciclo de carga con CO ₂ y calentador eléctrico (Para ciclo WSC y sal 1).....	81
Figura 4 - 9: Variación del COEP con la calidad de vapor en el estado 6 para bombas de calor con CO ₂	82
Figura 4 - 10: Diagrama T-s ciclo de carga con CO ₂ y válvula de expansión reemplazando a la turbina	83
Figura 4 - 11: Variación del COEP y calidad de vapor en el estado 6, en bombas de calor con válvula de expansión en lugar de turbina	83
Figura 4 - 12: Variación de COEP y $\xi_{HX} - TES$ con la tasa de recuperación (γ_{HP}) en ciclos de carga con CO ₂ y sal 1	85
Figura 4 - 13: Variación de COEP y $\xi_{HX} - TES$ con la tasa de recuperación (γ_{HP}) en ciclos de carga con CO ₂ y sal 3.....	85
Figura 4 - 14: Variación de COEP y $\xi_{HX} - TES$ con la tasa de recuperación (γ_{HP}) en ciclos de carga con Aire y sal 1.....	86

Figura 4 - 15: Variación de COEP y $\xi_{HX} - TES$ con la tasa de recuperación (γ_{HP}) en ciclos de carga con CO ₂ , calentador eléctrico y sal 1	87
Figura 4 - 16: Comparación de COEP, RTE y rho_P para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: WSC. Ciclos de carga: a) CO ₂ , b) Aire, c) Argón, d) CO ₂ +EH	89
Figura 4 - 17: Comparación de r, Xd_TES, rho_E y Costos para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: WSC. Ciclo de carga: CO ₂	91
Figura 4 - 18: Comparación de COEP, RTE y rho_P para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: BPC. Ciclo de carga: CO ₂	92
Figura 4 - 19: Comparación de r, Xd_TES, rho_E y Costos para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: BPC. Ciclo de carga: CO ₂	92
Figura 4 - 20: Comparación de COEP, RTE y rho_P para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: BIC. Ciclo de carga: CO ₂	93
Figura 4 - 21: Comparación de r, Xd_TES, rho_E y Costos para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: BIC. Ciclo de carga: CO ₂	94
Figura 4 - 22: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de carga. Ciclo de descarga: WSC. Sal: 1	96
Figura 4 - 23: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de carga. Ciclo de descarga: WSC. Sal: 3	96
Figura 4 - 24: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de carga. Ciclo de descarga: BPC. Sal: 1	97
Figura 4 - 25: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de carga. Ciclo de descarga: BIC. Sal: 1	98
Figura 4 - 26: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de descarga. Ciclo de carga: CO ₂ . Sal: 1	99
Figura 4 - 27: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de descarga. Ciclo de carga: Aire. Sal: 1	100
Figura 4 - 28: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de descarga. Ciclo de carga: Argón. Sal: 1	100
Figura 4 - 29: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de descarga. Ciclo de carga: Aire. Sal: 4	101
Figura 4 - 30: RTE vs rho_P de las diferentes configuraciones PTES estudiadas para el caso de estudio	102
Figura 4 - 31: Variación del COEP y rho_P con la presión de operación. Configuración WSC-HPCO ₂ ; sal 1	104
Figura 4 - 32: Variación del COEP y rho_P con la presión de operación. Configuración WSC-HPCO ₂ ; sal 3 (izquierda), sal 4 (derecha)	104
Figura 4 - 33: Variación del COEP y rho_P con la presión de operación. Configuración WSC-HPEHCO ₂ ; sal 1 (izquierda), sal 3 (derecha)	105
Figura 4 - 34: Variación del COEP y rho_P con la presión de operación. BPC-HPCO ₂ -sal 1 (izquierda); BIC-HPCO ₂ -sal 1 (derecha)	105

Figura 4 - 35: RTE vs ρ_P modificado de las diferentes configuraciones PTES estudiadas para el caso de estudio.....	106
Figura 4 - 36: Diagrama de Grassmann del flujo exergético en el PTES, WSC-HPCO ₂ -sal 1	107
Figura 4 - 37: Exergía destruida por subproceso en las diferentes configuraciones PTES; sal 1.....	107
Figura 4 - 38: Exergía destruida por subproceso en las diferentes configuraciones PTES; sal 3	108
Figura 4 - 39: Exergía destruida por dispositivo en la bomba de calor para varias configuraciones PTES; sal 1.....	109
Figura 4 - 40: Exergía destruida por dispositivo en la bomba de calor para varias configuraciones PTES; sal 3	110
Figura 4 - 41: Eficiencia exergética de los dispositivos en el ciclo de carga	111
Figura 4 - 42: Exergía destruida en el ciclo de carga con CO ₂ y calentador eléctrico en serie	112
Figura 4 - 43: Variación de la RTE con la temperatura máxima del ciclo de descarga; sal 5	113
Figura 4 - 44: Variación de parámetros con la temperatura máxima del ciclo de descarga: a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 5.....	114
Figura 4 - 45: Variación de la RTE con la presión máxima del ciclo de carga; sal 1	116
Figura 4 - 46: Variación de parámetros con la presión máxima del ciclo de carga: a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 1	117
Figura 4 - 47: Variación de la RTE con la presión máxima en los ciclos de carga y descarga; sal 1.....	118
Figura 4 - 48: Variación de parámetros con la presión máxima del ciclo de carga y descarga: a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 1	119
Figura 4 - 49: Variación de la RTE con la temperatura ambiente en los ciclos de carga; sal 1	120
Figura 4 - 50: Variación de parámetros con la temperatura ambiente en el ciclo de carga: a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 1	121
Figura 4 - 51: Variación de la RTE con la temperatura ambiente en los ciclos de carga y descarga (Brayton); sal 1	122
Figura 4 - 52: Variación de parámetros con la temperatura ambiente en los ciclos de carga y descarga (Brayton): a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 1.....	123
Figura 4 - 53: Variación de la RTE con la eficiencia isentrópica en los dispositivos de los ciclos de carga y descarga; sal 1.....	124

Figura 4 - 54: Variación de parámetros con la eficiencia isentrópica en los dispositivos de los ciclos de carga y descarga: a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 1..... 125

Figura 4 - 55: RTE vs Tmax para configuraciones PTES potenciales.....130

Figura 4 - 56: Comparación de eficiencias de ciclos de descarga sWSC y BIC, al elevar la temperatura máxima de operación.....131

1. Introducción

El panorama del consumo de energía a nivel global está determinado por el incremento poblacional y mejora en la calidad de vida en los próximos años. De acuerdo a US Energy Information Administration (EIA) este consumo de energía aumentará en un 50% entre los años 2018 y 2050 [1], impulsado principalmente por el crecimiento de países asiáticos como se observa en la Figura 1 - 1. Del consumo total de energía para el año 2050, más de la mitad estará concentrado en el sector industrial de acuerdo a [1] con un incremento de más del 30%, sin embargo otros sectores nivel usuario como el de transporte, comercial y residencial también tendrán significativos incrementos en el consumo de energía. Dicha situación plantea grandes retos para los gobiernos y comunidad en general, en la tarea de encontrar soluciones sostenibles a nivel ambiental, para suplir estas necesidades energéticas.

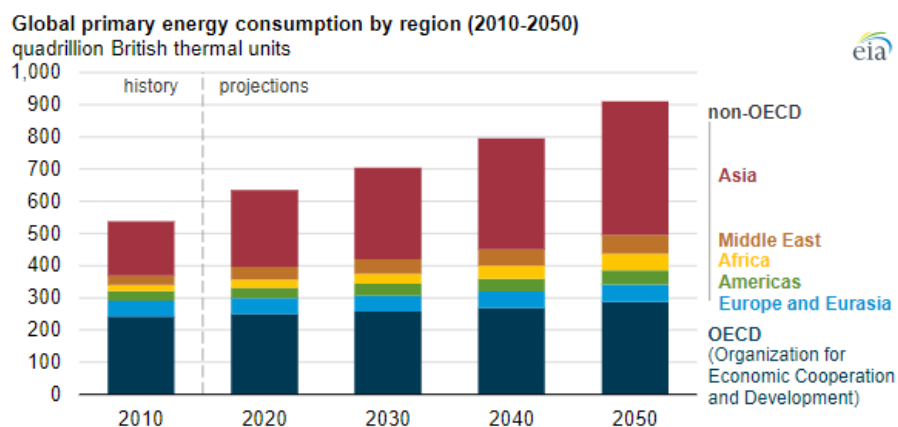


Figura 1 - 1: Consumo global de energía por región entre 2010 y 2015. Unidades en 10^5 BTU (Extraído de [1])

Este escenario proyectado por EIA está basado en la tendencia de los mercados y políticas de manejo ambiental actualmente instauradas y prevé un incremento del 79% en la generación de electricidad, promovido principalmente por dos motivos. El primero es el aumento del uso de electricidad a nivel residencial conforme crece la demanda debido al desarrollo poblacional y mejora en la calidad de vida. El segundo es la electrificación del sector de transporte con el incremento proyectado de 5.7 millones de vehículos eléctricos en 2018 a 438 millones en 2050. Adicionalmente, en la matriz energética de consumo global de energía, se piensa que las energías renovables pasarían de aportar el 15% al 28% del total en este periodo de años. Pese a este avance, estudios realizados por International Renewable Energy Agency (IRENA) [2], [3] y International Energy Agency (IEA) [4], el panorama resulta más complejo si se tiene en cuenta la influencia de las emisiones de CO₂ en el incremento de la temperatura global y se han propuesto escenarios en los que se requiere un cambio más agresivo en la implementación de nuevas políticas de manejo energético y tecnologías de energía renovable. Conforme al acuerdo de París de 2015, se busca limitar el aumento de la temperatura promedio global por debajo de 2 °C en este siglo y para esto, se requiere un despliegue seis veces más rápido en las energías renovables con el objetivo de reducir en más de 470 gigatoneladas las emisiones

acumuladas de CO₂ [2], en comparación a la tendencia actual mostrada en la Figura 1 - 2, en la cual el límite (budget) será excedido en menos de 20 años.

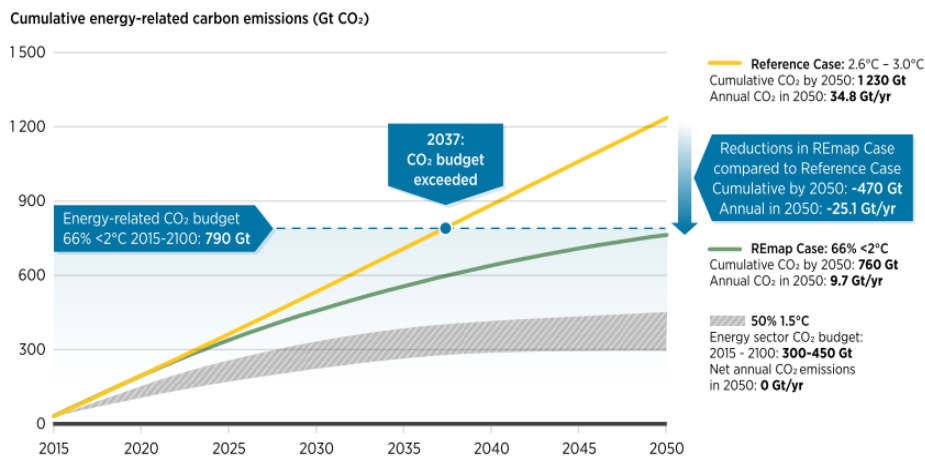


Figura 1 - 2: Emisiones acumuladas de CO₂ en Gt relativas a la producción y consumo de energía global (Extraído de [2])

En este contexto, la instalación de tecnologías de energía renovable como la solar fotovoltaica (PV) y eólica sigue aumentando continuamente y según lo reportado por [5], el mercado de la energía solar PV ha crecido un 12% en 2019 con un récord de instalación de 115 GW para un total de 627 GW. Entre tanto, el mercado de la generación eólica se ha expandido un 19% con 60 GW, el segundo incremento anual más grande, para un total de 650 GW. A pesar de esto, en la matriz energética actual, las energías renovables representan sólo el 11% del consumo total final de energía (TFEC) y de esto, la energía solar PV y eólica aportan el 2%. Desde la perspectiva del uso final de energía, la electricidad constituye el 17 % del consumo total energía (Figura 1 - 3) y de esta, las energías renovables suministran el 24%. La aportación de la electricidad en los rubros de transporte y calentamiento térmico es mucho más reducida y por tanto lo es también de las energías renovables con fracciones del 0.3 y 1.9% respectivamente de ese suministro de electricidad.

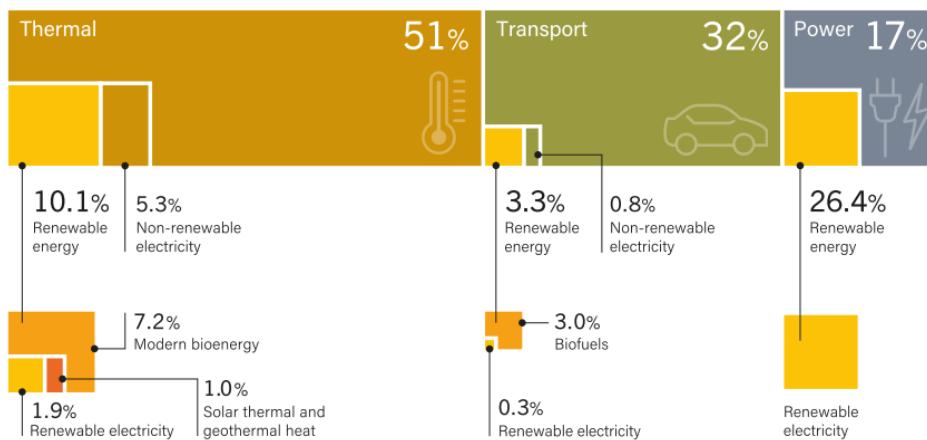


Figura 1 - 3: Matriz energética global, aporte de las energías renovables por uso final de energía (Adaptado de [5])

La implementación de energías renovables y mejora en la eficiencia energética de los sistemas, de acuerdo a IRENA [2], [3] debe aumentar rápidamente en los próximos años para cumplir con lo establecido en el acuerdo de Paris y reducir las emisiones de CO2. Para lograr esto se propone un escenario donde las energías renovables aporten el 65% del TEFC para el año 2050 como se muestra en la Figura 1 - 4, mediante la sustitución de plantas generadoras a base de carbón y otras fuentes no renovables, con tecnología solar PV y eólica; adicionalmente, la electrificación del consumo de energía en el sector de transporte e industrial tendrá un papel fundamental, así como el incremento en el uso de biocombustibles.

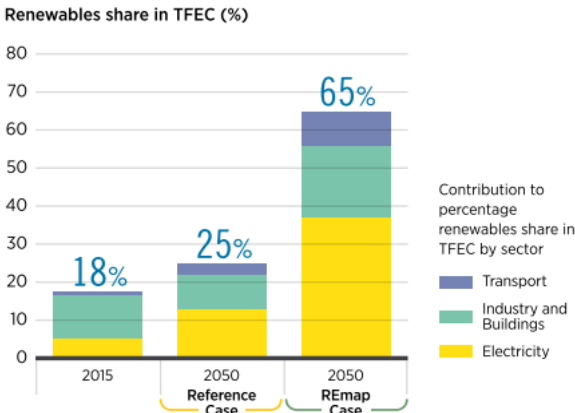


Figura 1 - 4: Incremento del aporte de las energías renovables en la matriz energética (Extraído de [2])

En la Figura 1 - 5 se presenta la proyección de la matriz energética por tipo de energía y en esta se observa una disminución sustancial del consumo de energía, pasando de 395 a 351 Exajoules, debido al avance en la eficiencia energética. La electricidad ahora dominaría en el consumo de energía y de esta, las energías renovables aportarían el 86%.

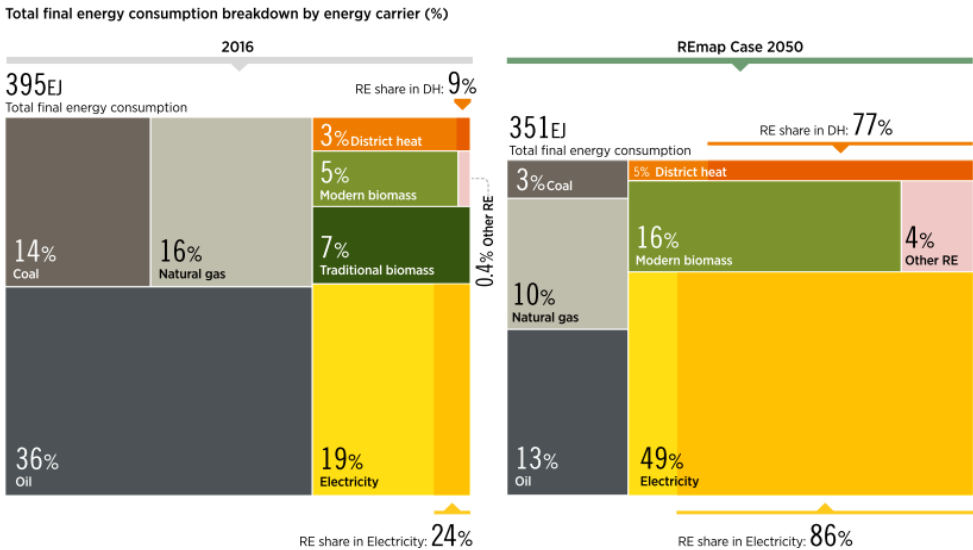


Figura 1 - 5: Proyección del incremento de las energías renovables en la matriz energética, de acuerdo al tipo de energía (Extraído de [3])

Del contexto energético anterior se resalta la creciente importancia que tendrán en el futuro las tecnologías de energías renovables solar PV y eólica para la generación de electricidad. Esta proyección trae consigo nuevos retos para el manejo del mercado energético de los países conforme aumenta la penetración de energías renovables, si se tiene en cuenta la variabilidad de estas fuentes de energía. En países como Alemania donde la capacidad instalada de generación de electricidad por parte de las energías renovables ha incrementado desde 10.2 GW en 1995 hasta 70 GW en 2011 y ahora representa el 40% de la capacidad total [6], la variabilidad inherente al suministro de energía ha provocado desbalances en la red a nivel geográfico y temporal. En la Figura 1 - 6 se ilustra esta situación, en la que hay mayor número de generadoras en el norte de Alemania generando surplus de energía, en contraparte a la demanda ubicada en la zona central y sur en donde hay escasez de electricidad debido a que los campos fotovoltaicos no generan la suficiente capacidad. Estos desbalances entre el suministro y demanda generan congestión en nodos puntuales y se convierten en un problema para el manejo de la distribución de la electricidad por parte de los coordinadores de red; en el peor de los casos pueden generar también apagones locales o globales de toda la red.

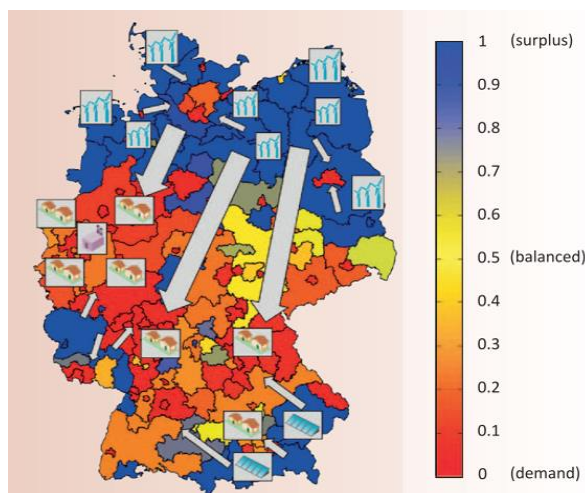


Figura 1 - 6: Desbalances de suministro de energía y demanda en Alemania (Extraído de [6])

La anterior dificultad puede ser solucionada mediante la mejora en las líneas de transmisión y distribución (T&D) para interconectar las zonas de surplus de energía con las de mayor demanda. Esta es una solución para los desbalances espaciales y en general conlleva tiempo y grandes inversiones. Sin embargo, todavía existen desbalances temporales que deben ser resueltos de otra manera. Un caso similar sucede en Chile, país en que las energías renovables aportan en la actualidad el 23% del total de la generación electricidad y que tiene miras de aumentar ese porcentaje hasta 70% para el año 2050 [7]. La concentración de energías renovables para suministro de electricidad se encuentra en el norte y genera saturaciones en los nodos de la red cuando el recurso solar está en su máximo, causando grandes desacoples en los costos marginales de los nodos y vertimiento de energía [8]–[10] como se muestra en la Figura 1 - 7. Si bien no está extensamente estudiado el efecto producido en el mercado energético chileno de la caída de costos marginales en la red, esta situación es un claro indicador de congestión en las líneas de transmisión que puede conllevar a inestabilidades en la entrega de servicio, además del

desaprovechamiento de recurso energético. En Alemania, los precios del mercado eléctrico spot también han caído como resultado de la penetración de energías renovables, y paradójicamente, los precios de la electricidad al consumidor han aumentado debido a la política de recargo de impuestos implementada para el apoyo de la tecnología fotovoltaica [11]. En el caso de Chile, existe preocupación por parte de las compañías generadoras y el efecto que pueda tener la caída de costos en la inversión a futuro en la expansión de capacidad de la red [12]. Con el incremento en el uso de energías renovables, es probable que sea necesario otro sistema para el cálculo de costos marginales en la red [13].

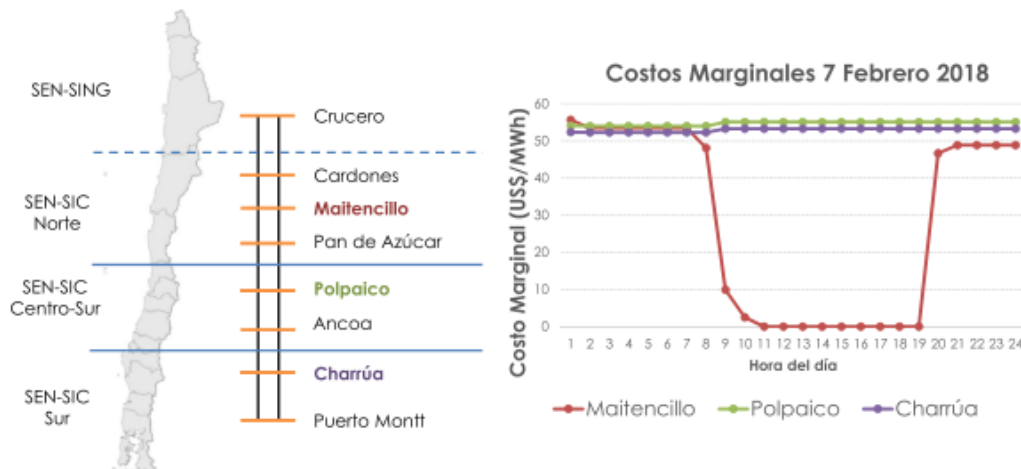


Figura 1 - 7: Desacoplamiento y vertimiento de energía en nudo del norte del Sistema Eléctrico Nacional (SEN) de Chile (Extraído de [8])

Una solución para esta problemática, que se acentuará con el aumento de la penetración de energías renovables en las matrices energéticas de los países, es el almacenamiento de energía, en este caso de electricidad. De acuerdo a IEA [6], para lograr lo proyectado en el acuerdo de París y descarbonización del sector eléctrico, se requiere la instalación de 310 GW de capacidad de almacenamiento eléctrico adicional conectado a red, y en forma similar capacidad de almacenamiento térmico y fuera de la red (off-grid). El almacenamiento de energía aportaría ventajas como la mejora de la eficiencia en los recursos de energía, posibilitar el aumento en el uso de energías renovables e incrementar la estabilidad y confiabilidad de las redes eléctricas, entre otras.

Hay diversas tecnologías disponibles para almacenamiento de energía, algunas en fase comercial con alto grado de madurez en el desarrollo y otras en etapa de estudio. La selección depende del tipo de almacenamiento en relación a la aplicación y servicio que se quiere prestar. En la Tabla 1 - 1 se presenta un resumen de algunas de estas aplicaciones y características de los sistemas de almacenamiento en término del tipo de energía de salida, potencia nominal, duración de descarga y tiempo de respuesta. El almacenamiento estacional se refiere a aprovechar el surplus de energía en verano, almacenarlo y usarlo en invierno. El arbitraje es un modelo de mercado en el que se almacena energía de bajo precio en periodos de baja demanda y se vende en periodos de alto precio. El alivio de la congestión y aplazamiento de inversión en los sistemas de transmisión y desarrollo hace

referencia a almacenar el exceso de energía debido a desbalances temporales y geográficos, y así poder estabilizar la red. Los sistemas off-grid consisten en dispositivos de almacenamiento, por lo general residencial con los que se realiza auto producción y consumo de energía. La integración de recursos variables de energía, se refiere al almacenamiento de energías renovables para lograr el balance entre el suministro y demanda de energía en los periodos requeridos y mejorar la calidad en la entrega del servicio. Teniendo en cuenta el contexto energético en donde se incrementará el uso de electricidad proveniente de energías renovables y los retos que esto conlleva presentados anteriormente, se requiere la instalación de gran número de dispositivos de almacenamiento de electricidad que puedan ser conectados a red, para las aplicaciones en el sistema de energía descritas. Con base a las características de la Tabla 1 - 1, exceptuando las aplicaciones off-grid para la cual ya se cuentan con tecnologías comerciales, los sistemas deberán ser de gran escala a nivel de potencia y energía (duración de descarga), con un tiempo de respuesta entre rápido y moderado.

Tabla 1 - 1: Características principales de sistemas de almacenamiento para aplicaciones particulares en el sistema de energía (Adaptado de [6])

Aplicación	Salida (electricidad, térmica)	Tamaño [MW]	Duración descarga	Ciclos típicos	Tiempo de respuesta
Almacenamiento estacional	e, t	500-2000	Días-meses	1-5/año	Días
Arbitraje	e	100-2000	8-24 horas	0.25-1/día	> 1 hora
Alivio de la congestión en T&D	e, t	10-500	2-4 horas	0.14-1.25/día	> 1 hora
Aplazamiento inversión T&D	e, t	1-500	2-5 horas	0.75-1.25/día	> 1 hora
Off-grid	e, t	0.001-0.01	3-5 horas	0.75-1.5/día	< 1 hora
Integración de recursos variables de energía	e, t	1-400	Minutos-horas	0.5-2/día	< 15 min

A nivel comercial existen dos tecnologías que predominan en el mercado del almacenamiento de electricidad de gran escala, estas son Pumped Hydroelectric Storage (PHS), que representa casi el 99% de la capacidad global instalada, seguidos por los sistemas Compressed Air Energy Storage (CAES) como se observa en la Figura 1 - 8.

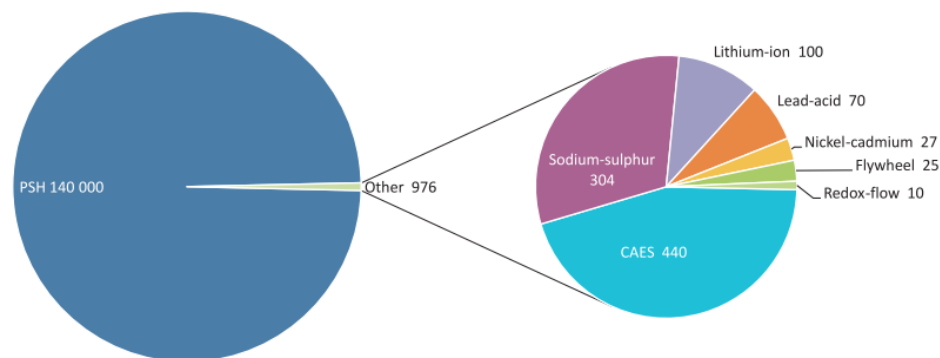


Figura 1 - 8: Capacidad global instalada de almacenamiento de electricidad a 2010 [MW] (Extraído de [6])

El principio de funcionamiento de la tecnología PHS es aprovechar el surplus de energía y mediante una bomba centrífuga, impulsar agua hasta un reservorio elevado donde es almacenada. En el momento requerido, se aprovecha la energía potencial del agua y esta es liberada, accionando una turbina (o la misma bomba funcionando en sentido inverso) conectada a un generador. Este tipo de sistemas de acuerdo a [14], tiene una gran eficiencia de Round-Trip¹(RTE, 65-87%), baja densidad energética (0.5-1.5 W h/kg), aceptable precio por unidad de energía almacenada (5-100 \$/kWh) potencia nominal en el rango 100-5000 MW y larga vida útil (30-60 años) Por su parte, las tecnologías CAES consisten en almacenar en la fase de carga, surplus de electricidad en forma de aire comprimido en cavernas subterráneas. En la etapa de descarga el aire comprimido es calentado (generalmente mediante quemadores de gas natural) y expandido en una turbina para generar nuevamente electricidad. La RTE de las CAES está estimada en el rango 40-89% [14] (Otros parámetros son resumidos en la Tabla 1 - 2, donde se comparan diferentes opciones de almacenamiento) De acuerdo a [14], a 2018, hay instaladas 340 plantas en operación del tipo PHS para un total de 178 GW y dos plantas CAES una en Alemania y otra en US de 290 MW (por dos horas) y 110 MW (por 26 horas) respectivamente. La principal desventaja de estas tecnologías radica en que dependen de una adecuada morfología del territorio. Adicionalmente, las PHS por su baja densidad energética requieren gran cantidad de agua y tierra (Water, land footprints); Las CAES necesitan gas natural para calentar el aire y por tanto no son enteramente energías “limpias” (Actualmente se investiga ciclos CAES adiabáticos, con cero emisiones, mayor eficiencia, pero más costo). En la Figura 1 - 9 se muestra un esquema de estas tecnologías.

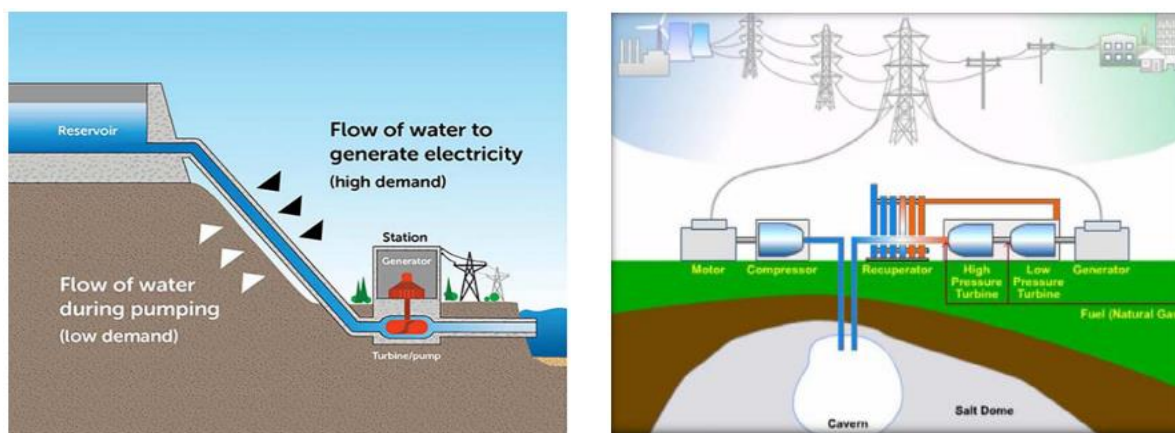


Figura 1 - 9: Esquema de sistemas comerciales para el almacenamiento de electricidad a gran escala: PHS (superior), CAES (inferior) (Extraído de [15])

Existen varias alternativas de almacenamiento de electricidad en etapa de investigación que no dependen de la geografía, contar con grandes volúmenes de agua y tienen cero emisiones de CO₂ [14]. Dentro de estas se destacan los sistemas Liquified Air Energy Storage (LAES), Baterías de flujo, almacenamiento a base de hidrogeno y Pumped

¹ RTE: Eficiencia para los sistemas de almacenamiento, definida como la relación entre la energía producida en la fase de descarga y la consumida en la fase de carga

Thermal Electricity Storage (PTES). Las primeras dos tecnologías presentan alto costo por unidad de energía almacenada (260-1000 \$/kWh) y los sistemas a base de hidrógeno son una opción con gran potencial a futuro (Depende en gran medida del mercado de transporte) pero que en la actualidad tiene una baja RTE. Los sistemas PTES por su parte se han convertido en una alternativa emergente en etapa de estudio, en el que varios investigadores han reconocido también un potencial prometedor [14], [16], [17] Esta tecnología está basada en ciclos termodinámicos y el concepto es ilustrado en la Figura 1 - 10. El principio de funcionamiento consiste en almacenar durante la fase de carga, la electricidad en forma de energía térmica mediante una bomba de calor. En la fase de descarga la energía es transformada nuevamente en electricidad mediante una máquina térmica.

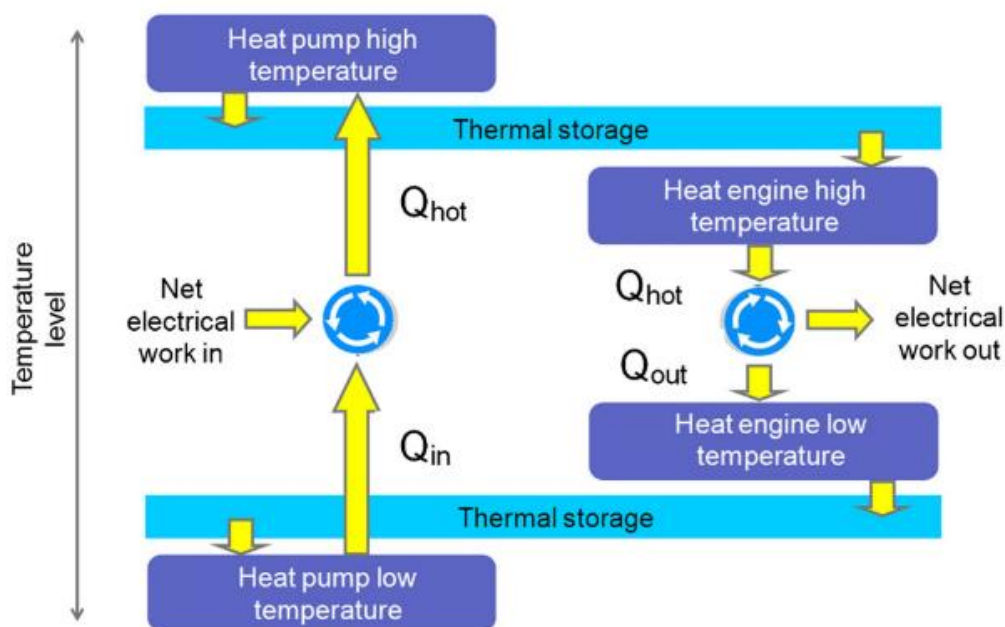


Figura 1 - 10: Representación del concepto de los sistemas PTES. Integración de bomba de calor y máquina térmica (Adaptado de [18])

A pesar de que existen numerosos dispositivos y modelos de bombas de calor disponibles comercialmente, estos son usados únicamente en almacenamiento de calor para aplicaciones de calentamiento residencial y edificios comerciales (District heating) El concepto de usar bombas de calor para el almacenamiento de electricidad a gran escala es relativamente reciente, comenzando con el desarrollo teórico y numérico en la publicación de Desrues et al. (2010) [19]. Actualmente existen varios proyectos como el de UK Research and Innovation [20] y NREL [21] dedicados a la investigación y prueba de los sistemas PTES; y un sistema de prueba operacional [22] para conexión a red, de 150 kW de potencia, capacidad 600 kWh y RTE 60-65%, ensamblado por Sir Joseph Swan Centre for Energy Research en la universidad de Newcastle. De acuerdo a [22] los resultados obtenidos de las pruebas son consistentes con la investigación para el Levelised Cost Of Electricity (LCOE) de los sistemas PTES presentada en [17] y se afirma que son lo suficientemente buenos para incluir esta tecnología en la matriz energética, en

competencia con los sistemas PHS y CAES, debido a su bajo costo y flexibilidad en el escalamiento para conexión a red.

Además de las ventajas mencionadas anteriormente, los sistemas PTES, tienen una vida útil comparable a otras tecnologías (30 años) y RTE teórica de 70-80%, que, si bien es menor que las eficiencias de sistemas PHS y CAES, está en un rango aceptable y competitivo. Adicionalmente, combinado con un almacenamiento de energía sensible como las sales fundidas, existe la posibilidad de integración de estos sistemas en plantas de generación a base de carbón por ejemplo, y mejorar su rendimiento con energías renovables o reutilizar los componentes de una de estas plantas poco usadas para construir un sistema PTES [14], [23], [24]. Este último escenario será el más común debido a que se busca la descarbonización del sector de la electricidad en los próximos años y países como Chile tienen proyectos para el cierre de muchas de sus plantas a base de carbón [25] e incluso existe una propuesta para integrar sales fundidas en estas centrales que saldrán de operación [26]. Aunque los sistemas PHS también están presentes en Chile con el proyecto Valhalla [27] debido a que se cuenta con la topografía y recursos hídricos necesarios, la alternativa de los sistemas PTES presenta una opción potencial de integración en las termoeléctricas convencionales y operar en un modelo de mercado basado en arbitraje aprovechando la caída de costos marginales, donde serán a la vez consumidores y generadores de electricidad, promoviendo la flexibilidad de la red energética.

Los sistemas PTES como opción para la integración de energías renovables como la solar PV y eólica a la matriz energética (almacenamiento de surplus de electricidad y balance entre el suministro y demanda) en competencia con los sistemas actuales de baterías, y sistemas combinados PV-CSP debe ser investigado con respecto a eficiencia, tiempo de respuesta, impacto ambiental y especialmente costos. De acuerdo a [28]–[30], proyectando a futuro y usando curvas de aprendizaje, la tecnología de baterías estaría delimitada a servicios de frecuencia y regulación de la red, mientras que los sistemas PTES podrían competir con otras tecnologías de almacenamiento de electricidad de gran escala a partir de 4 horas en la duración de la descarga, dejando el almacenamiento estacional para el concepto Power-to-X². Considerando la comparación de [31] sobre el área de tierra requerida por sistemas PTES y baterías, y el estudio de [32] sobre el ciclo de vida en estos sistemas, el impacto ambiental de los sistemas PTES sería potencialmente menor que el de baterías, considerando materiales usados para construcción y vida útil. Benato y Stoppato (2018) [14] y Davenne y Peters (2020) [33] opinan de forma similar. Finalmente, en estudios realizados por Smallbone et al. (2017) [17], Frate et al. (2019) [34] y [33], el costo potencial de la electricidad en sistemas PTES, podría competir con los sistemas PHS y CAES, actualmente usados para el almacenamiento de electricidad a gran escala, e incluso con el de baterías hasta cierto grado de escala y capacidad. En países como Alemania, donde el DNI no es tan alto como en zonas desérticas del sur de Europa y norte de África y los sistemas PV-CSP pueden no ser costo-efectivos en el futuro [35]–[38], alternativas de almacenamiento de electricidad a gran escala como la PTES, pueden tener mayor potencial de desarrollo.

² Power to gas, power to hydrogen storage.

En la Tabla 1 - 2 y Figura 1 - 11 se presenta un resumen de la comparación de las tecnologías de almacenamiento eléctrico hasta ahora consideradas. En la Tabla 1 - 2 se puede observar que la densidad energética de los sistemas PTES supera la de PHS, lo que resultaría en plantas más compactas; y el costo por unidad de energía almacenada está en un rango aceptable.

Tabla 1 - 2: Comparación de tecnologías de almacenamiento de electricidad (Adaptado de [14])

Tecnología	Densidad de energía [Wh/kg]	Costo [\$/kWh]	RTE [-]	Vida útil [Años]
PHS	0.5-1.5	5-100	65-87	30-60
CAES	3-12	2-200	40-95	20-60
PTES	110-170	60	70-80	25-30

De la Figura 1 - 11 se destaca que el LCOE es competitivo con respecto a las tecnologías que dominan el mercado, aunque el análisis es sensible a suposiciones en la inversión de capital (Capital expenditure) y RTE. Pese a estos hallazgos, se requiere mayor investigación en el campo de los sistemas PTES, a nivel de costos, estudio termodinámico, dinámica y rampas de operación y barreras tecnológicas. Por todo lo anterior, este trabajo de investigación tiene el propósito de estudiar la integración de los sistemas PTES en centrales de generación de electricidad y almacenamiento térmico mediante sales fundidas.

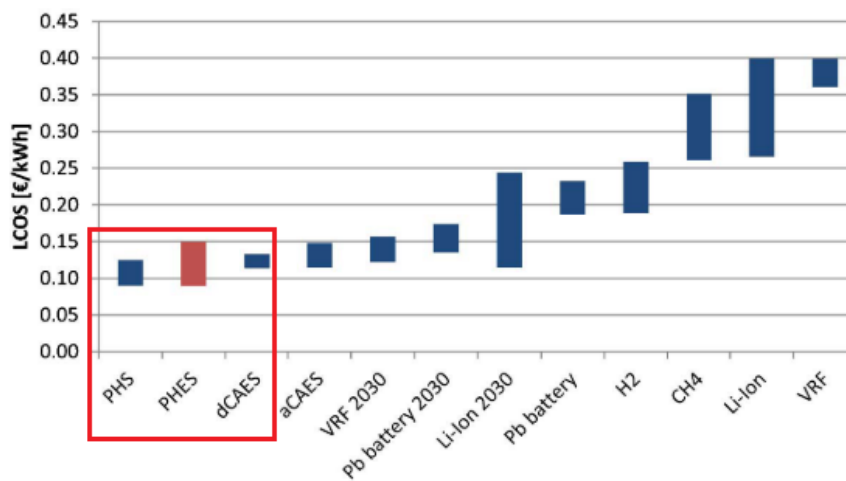


Figura 1 - 11: Comparación del LCOE de diferentes tecnologías de almacenamiento de electricidad (Adaptado de [17])

1.1 Objetivos de la tesis

Por lo mencionado anteriormente, como objetivo general del presente trabajo de investigación se establece el análisis de la integración de un sistema de almacenamiento

de energía eléctrica a gran escala (150 MW) tipo PTES en plantas generadoras de electricidad convencionales, usando sales fundidas como medio de almacenamiento térmico. En base a esto a continuación se resumen los objetivos específicos propuestos para cumplir con el objetivo general:

- Desarrollar un modelo del ciclo de carga de bomba de calor con recuperación, con tres tipos de fluido de trabajo y validar con artículo de referencia.
- Desarrollar un modelo de los ciclos de descarga tipo Rankine para plantas a base de carbón y ciclos de eficiencia mejorada para evaluar potencial superior de integración (ciclos Brayton con recompresión y ciclo Rankine de vapor supercrítico).
- Analizar integración de diferentes tipos de sales fundidas como fluido de almacenamiento térmico entre los ciclos de carga y descarga, mediante análisis exergético.
- Realizar un estudio de sensibilidad y efecto de variación de parámetros operacionales como la temperatura y presión máxima de operación, temperatura ambiente y eficiencia isentrópica de turbomáquinas.
- Evaluar, analizar y comparar la integración de los sistemas de carga, almacenamiento térmico y descarga mediante diferentes métricas de desempeño: RTE, eficiencia exergética y relación de presiones de la bomba de calor, exergía destruida y costos del sistema de almacenamiento, densidad de potencia y energía.

1.2 Estructura de la tesis

Este trabajo de tesis está organizado en diferentes secciones comenzando con la revisión bibliográfica, seguido por la metodología, análisis de resultados y conclusiones. En la revisión bibliográfica se realiza un estudio de la literatura en materia de los sistemas PTES, en base al estado de desarrollo, modelos y parámetros de desempeño pertinentes para la aplicación establecida en los objetivos. En la metodología, se describe el marco teórico usado para la modelación y validación de los diferentes modelos que componen el sistema de almacenamiento de electricidad, y se describen el estudio de sensibilidad y las métricas de desempeño evaluadas. En la sección de análisis de resultados, es llevada a cabo la integración de los modelos carga y descarga y posteriormente se realiza el análisis y comparación de estos resultados en conjunto con el estudio de sensibilidad y discusión de los sistemas óptimos para la aplicación establecida. Finalmente, se resumen las conclusiones de la tesis.

2. Revisión bibliográfica

En esta sección se presenta la evolución del concepto y publicaciones sobre la tecnología de almacenamiento de energía eléctrica conocida como Pumped Heat Electricity Storage (O también llamada Pumped Thermal Energy Storage) en adelante referenciada como PTES. Esta tecnología está basada en el uso de ciclos termodinámicos para almacenar, en una primera fase de carga, exceso de electricidad en forma energía térmica. El proceso anterior es realizado mediante una bomba de calor y un sistema de almacenamiento intermedio, para luego en una fase de descarga convertir esta energía de nuevo en electricidad con una máquina térmica. Dicho concepto de almacenamiento de energía de acuerdo a Mercangöz et al. (2012)[18] se remonta a Marguerre en 1924, con un sistema que almacenaba electricidad como agua condensada a alta presión utilizando un compresor axial, y a Cahn en 1978 con la primera publicación de almacenamiento de energía eléctrica en forma de calor para luego convertirla nuevamente en electricidad. A pesar de esto, el estudio riguroso de los sistemas PTES para almacenamiento de energía eléctrica a gran escala es relativamente reciente y aunque a partir del año 2010 se publicaron una cantidad considerable de estudios, esta tecnología se vio desplazada en revisiones del arte de almacenamiento de energía [6], [39] y no fue hasta Gallo et al. (2016)[16] que se reconoció el potencial del sistema PTES como una alternativa competitiva.

2.1 Clasificación de los sistemas PTES

Como se dijo anteriormente, las publicaciones sobre los sistemas PTES han incrementado con el paso del tiempo y se han presentado diferentes tipos de modelos. Por esto Steinmann (2017) [40] (seguido por Benato y Stoppato (2018) [14]) clasificó y agrupó este tipo de tecnologías de acuerdo al ciclo termodinámico y el fluido de trabajo principalmente de la fase de carga. En un primer grupo están las basadas en el ciclo Brayton cerrado (en su mayoría con sentido reversible para las fases de carga y descarga) que usa gases ideales como aire y argón; luego están las que usan un ciclo transcrito con CO₂ para la fase de carga acompañados por lo general por un ciclo ORC (Organic Rankine Cycle) en la descarga; por último están las agrupadas como CHEST(Compressed Heat Energy Storage System) que utilizan un ciclo Rankine de vapor convencional para la descarga y Rankine invertido u otro similar en la fase de carga. De acuerdo a esta clasificación se describen las referencias relevantes para el presente estudio.

2.1.1 PTES basadas en ciclo Brayton

Desrues et al.(2010) [19] son considerados los primeros en presentar una investigación para almacenamiento de energía eléctrica a gran escala en la que se usa una bomba de calor para almacenar la energía eléctrica en forma de energía térmica y luego un motor térmico para descargar y reconvertir la energía en electricidad (el término PTES fue acuñado posteriormente) El sistema propuesto es mostrado en la Figura 2 - 1 y consiste en cuatro turbomáquinas (un par para el ciclo de carga y otro para el de descarga) dos

intercambiadores de calor, dos regeneradores y Argón como fluido de trabajo. En el ciclo de carga el Argón es impulsado en sentido horario y el compresor (dispositivo C), recibiendo energía eléctrica externa, aumenta la temperatura y presión del fluido de trabajo, produciendo el aumento de temperatura progresivo en el regenerador de alta presión (HP Tank). El ciclo se cierra con una turbina (dispositivo T) que ayuda a recuperar trabajo eléctrico y disminuye la presión y temperatura del fluido, lo que causa que en el tanque de baja presión se genere un perfil de baja de temperatura. Los regeneradores componen el sistema de almacenamiento de calor sensible y son formados por una cama compacta de material particulado. A la salida de cada tanque son usados intercambiadores de calor para regular las temperaturas del ciclo y en la fase de descarga se invierte la dirección del sistema con lo que se genera electricidad en una turbina (que ahora reemplaza al dispositivo C) a partir de la energía térmica contenida en el tanque de alta presión. Con este estudio los autores obtuvieron una eficiencia de almacenamiento del 67% basada en la razón del trabajo específico entregado en la descarga y el consumido en la carga. Teniendo en cuenta que el sistema no fue optimizado, Desrués et al., afirmaron que esta tecnología presentaba un gran potencial para competir con otras alternativas de almacenamiento.

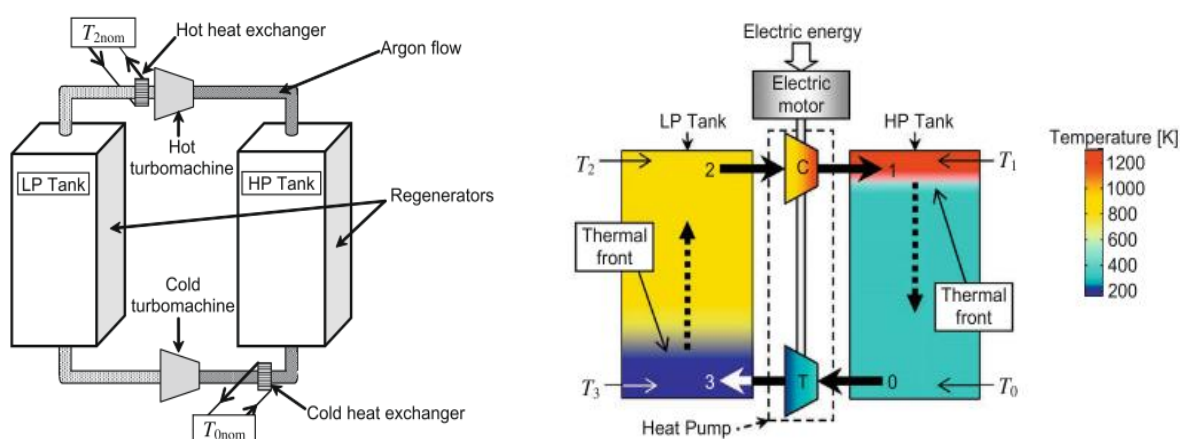


Figura 2 - 1: Sistema de almacenamiento propuesto por Desrués et al. Componentes (izquierda); Proceso de carga (derecha) (Adaptado de [19])

A partir de este diseño otros investigadores realizaron aportes. White (2011)[41] investigó las pérdidas de presión y térmicas en los regeneradores de almacenamiento determinando que aunque no son despreciables no afectan en gran medida a la eficiencia global. Luego en otro estudio [42] el mismo autor analizó la eficiencia de almacenamiento con mayor profundidad y empleó el término de Round trip efficiency (RTE) para agrupar la eficiencia de un ciclo completo de carga y descarga. En este trabajo se encuentra que la RTE aumenta con la relación de temperaturas en el compresor, sin embargo, esto conlleva a un aumento de presiones y costo de los tanques. Howes (2012) [43] diseñó un dispositivo experimental parecido al de Desrués et al., pero usó máquinas recíprocas en un intento de mejorar la eficiencia. Obtuvo sin embargo una baja RTE que atribuyó a la baja escala del prototipo. Thess (2013) [44] construyó un modelo PTES para analizar la eficiencia termodinámica teórica del sistema y encontró una relación para la eficiencia y la temperatura de

almacenamiento. De este estudio se obtiene además resultados competitivos frente a otras tecnologías de almacenamiento a partir de 400 °C. McTigue et al. (2015) [45] realizaron un estudio paramétrico del sistema de White (2013) evaluando efectos de diversas pérdidas en la RTE y la densidad de almacenamiento (medida de la salida de trabajo neto y el tamaño de los regeneradores) Sus resultados muestran que existe una relación costo-beneficio entre la eficiencia y densidad de almacenamiento, en la que se logra una buena densidad de almacenamiento con una pérdida modesta en la eficiencia. Respecto a las pérdidas del proceso, se afirma que las irreversibilidades por transferencia de calor y caídas de presión en los regeneradores representan un bajo porcentaje y se resalta por consiguiente la importancia de la eficiencia isentrópica de las turbomáquinas en la RTE.

Otros investigadores [46],[47] realizaron estudios adicionales para la RTE en los que encontraron correlaciones de esta y los parámetros de operación del sistema. Recientemente Benato (2017)[48], Benato y Stoppato (2018)[49], presentaron un sistema en el que se propone la adición de un calentador eléctrico al modelo de White para aumentar la temperatura de entrada a la turbina y así disminuir los requerimientos y costos de la bomba de calor. En la investigación se evalúan diversos fluidos de trabajo y materiales para los regeneradores y se encuentra una ventaja del aire sobre el argón como fluido de trabajo. Además, se afirma que las esferas de cobre para la cama compacta muestran la mayor densidad de energía y relación de costo de los materiales probados. Por su parte Chen et al. (2018)[50] presentaron un modelo de carga similar al de Benato, con la diferencia de que el ciclo de descarga está basado en un ciclo ORC y se evalúan otras configuraciones. Sus resultados indican nuevamente que se obtiene mejor rendimiento con aire como fluido de trabajo. Finalmente Wang et al. (2019) [51], [52] realizaron un estudio transiente del modelo presentado por White (2013), cuyos resultados constatan la influencia positiva del aumento de la relación de presiones y la eficiencia isentrópica en la RTE; el Helio ayuda a lograr una eficiencia RTE 15% mayor comparado con el argón; se obtienen correlaciones para la selección óptima del material particulado de los regeneradores y los tiempos de descarga, adecuados en función de la mejora en la RTE y la potencia. Se analizan además el comportamiento y desbalances del flujo en los regeneradores debido a la porosidad y el efecto sobre la RTE.

2.1.2 PTES basadas en ciclo Rankine transcrito

Paralelamente al desarrollo de modelos PTES con ciclo Brayton y gases ideales como fluido de trabajo, otros investigadores estudiaron sistemas de almacenamiento con ciclos transcritos para la carga y descarga usando fluidos con propiedades reales y separando el sistema de almacenamiento térmico por medio de intercambiadores de calor. Uno de los primeros autores Mercangöz et al. (2012) [18] sentó las bases del estudio de los ciclos transcritos para mejorar la eficiencia de la idea propuesta por Desrues et al., partiendo de una aproximación al ciclo de Carnot en la que la transferencia de calor entre el fluido de trabajo y la fuente y sumidero de calor ocurriera con una diferencia de temperatura constante y la mínima posible. Para esto explica la necesidad de acoplar estos perfiles de temperatura en los ciclos de carga y descarga (Figura 2 - 2) Con base en estas características, Mercangöz et al., propusieron el modelo de carga y descarga mostrado en la (Figura 2 - 3) en el que se usan dos tanques con agua como sistema de almacenamiento,

acoplados a un ciclo cerrado transcrito mediante un intercambiador de calor. En el ciclo de carga el fluido de trabajo atraviesa un cambio de fase entre los estados 1-2 y extrae energía de un reservorio en congelación a temperatura baja y constante. Luego entre los estados 3-4 el fluido suministra la energía ganada al agua de almacenamiento de alta temperatura en forma de calor sensible. En el ciclo de descarga se invierte el proceso y se genera electricidad.

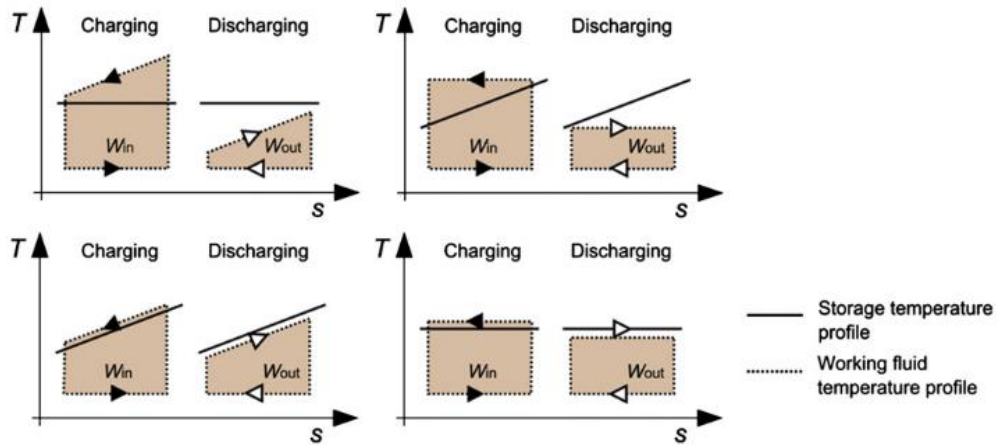


Figura 2 - 2: Acoplamiento de perfiles de temperatura del fluido de trabajo y las fuentes de almacenamiento de alta y baja temperatura. Se muestra un incorrecto acoplamiento de estos perfiles en los dos casos superiores y el ideal en los casos de la parte inferior (Extraído de [18])

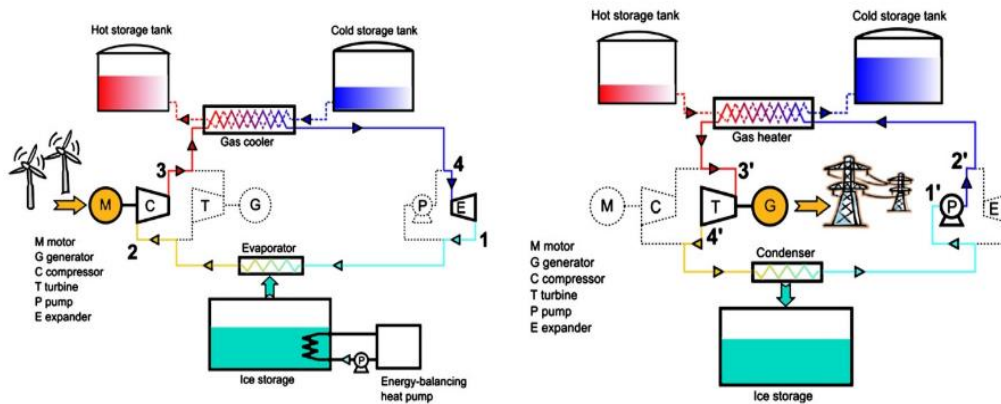


Figura 2 - 3: Modelo de carga (izquierda) y descarga (derecha) presentado por Mercangöz et al. (Extraído de [18])

La Figura 2 - 4 muestra el diagrama T-s del modelo. Las áreas rojas y azules representan el recorrido del fluido de trabajo en la descarga y carga respectivamente, y las líneas del mismo color muestran el perfil de temperatura del agua de almacenamiento en cada uno de estos procesos. Con este trabajo, Mercangöz et al., fueron pioneros en proponer al CO₂ como fluido de trabajo por sus propiedades ideales para este tipo de sistema, ya que en el rango de temperaturas que se maneja, en la etapa transcritical el calor se transfiere con una diferencia de temperatura constante y luego se acopla con el perfil de temperatura del almacenamiento, resultado de la transferencia de calor sensible. En el modelo se emplea

además un sumidero de baja temperatura que conlleva a la mejora en la eficiencia global debido al aumento del desempeño en la descarga pese a la disminución del COP en la carga. Se obtiene una eficiencia global del 53% con parámetros de operación relativamente bajos (118 °C, 132,5 bar y 1 MW) por lo que se afirma que esta tecnología tiene mayor potencial a mayores escalas.

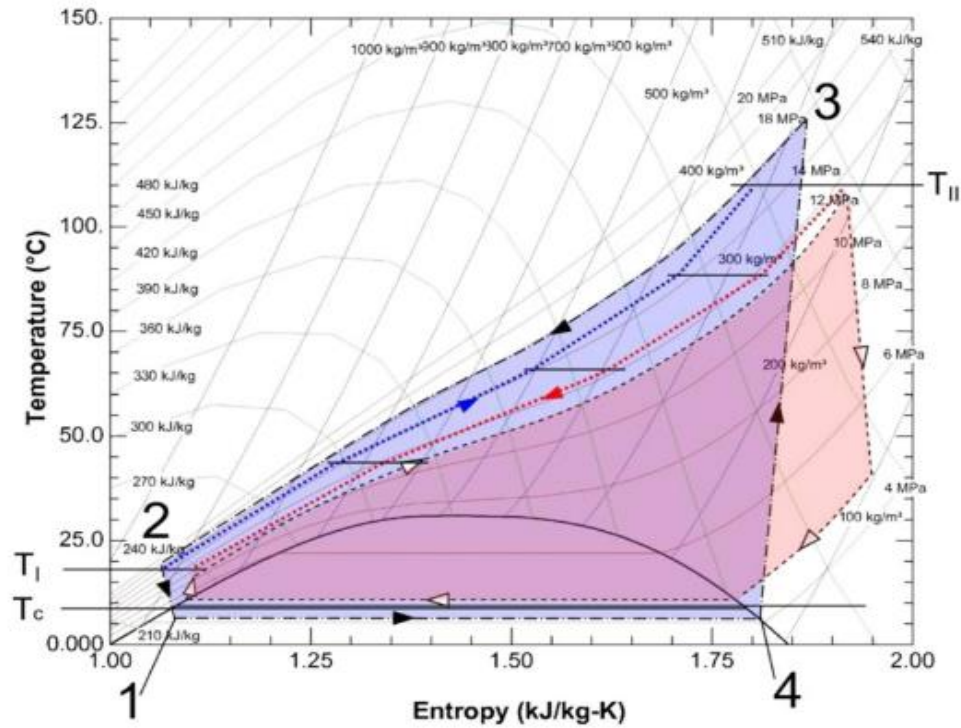


Figura 2 - 4: Diagrama T-s de los ciclos de carga y descarga propuestos por Mercangöz et al. (Adaptado de [18])

Posteriormente otros investigadores se basaron en el modelo propuesto por Mercangöz y profundizaron en diversos aspectos. Morandin et al. (2013) [53] optimizaron el sistema introduciendo más tanques de agua caliente para mejorar la transferencia de calor y solucionar inconvenientes de pinch point entre los perfiles de temperatura del fluido de trabajo y el agua de almacenamiento. Estudiaron un modelo con una potencia de 50 MW y 2 horas de descarga y obtuvieron una RTE mejorada del 60%. Baik et al. (2014) [54] realizaron otro estudio de optimización añadiendo la discretización en los intercambiadores de calor y hallaron una relación entre la temperatura máxima de almacenamiento en el agua caliente y la RTE, afirmando que había una temperatura óptima que maximizaba la eficiencia. Ayachi et al. (2016) [55] presentaron un diseño transcrito con CO₂ similar en el que evaluaron la posibilidad de usar almacenamiento bajo tierra mediante intercambiadores especializados (Ground storage) Tauveron et al. (2017) [56] realizaron un estudio experimental basado en el sistema anterior. Wang y Zhang (2017) [57] exploraron un modelo PTES con aire ambiente como fuente de calor para el ciclo de carga, manteniendo los ciclos transcritos con CO₂ para ambas etapas, con la diferencia de que en la descarga agregaron además en cascada un sistema bottoming a base de NH₃ (que libera a su vez calor a una fuente fría proveniente del gas natural, LNG). Con este sistema se obtiene una eficiencia mayor del cien por ciento con

base a la relación de trabajos específicos. Frate et al. (2017) [58] siguieron estudiando un sistema de carga transcrito, esta vez proporcionando calor de baja calidad, y en la descarga usaron un ciclo ORC en el cual probaron diversos fluidos. Obtuvieron eficiencias de más del cien por ciento, pero por la complejidad del sistema, afirmaron que debido a los costos, este tipo de modelos tendría un potencial de implementación en el rango de 5-10 MW. Recientemente otros investigadores [59],[60] siguieron la tendencia de combinar ciclos transcritos con CO₂ para la carga y ciclos ORC para la descarga, evaluando el potencial teórico de la tecnología, características óptimas de un fluido de trabajo hipotético y la influencia de la eficiencia isentrópica de los dispositivos en la RTE. Finalmente Fernandez et al. (2019)[61] presentaron un modelo PTES transcrito que incorpora calor de baja calidad proveniente de aplicaciones solares y Roskosch (2020) [62] evaluó el efecto de la temperatura máxima de almacenamiento en este tipo de sistemas con descarga ORC y encontró que al aumentar la temperatura disminuía la RTE. Se concluye en este trabajo que esto es debido a que el aumento en la eficiencia de la descarga no compensa la disminución del desempeño del ciclo de carga.

2.1.3 PTES basadas en CHEST

Este tipo de sistemas tienen la particularidad que pueden ser adaptados a ciclos Rankine de vapor convencional en la descarga, lo que de acuerdo a Benato y Stoppato (2018) y [6] es un tópico de estudio de mucho interés en el marco del aumento de la integración de tecnologías renovables en la matriz de generación de energía de un país. Este tipo de sistemas puede considerarse como una variación de los modelos transcritos propuestos en la sección anterior. Peterson (2011)[63], estudió un sistema que funciona con aire ambiente como sumidero de calor para la carga y fuente de calor para la descarga. El almacenamiento de energía se realiza en forma de calor latente de baja temperatura usando un ciclo Rankine invertido y propano como fluido de trabajo. Se obtienen eficiencias RTE en el rango de 50-60%.

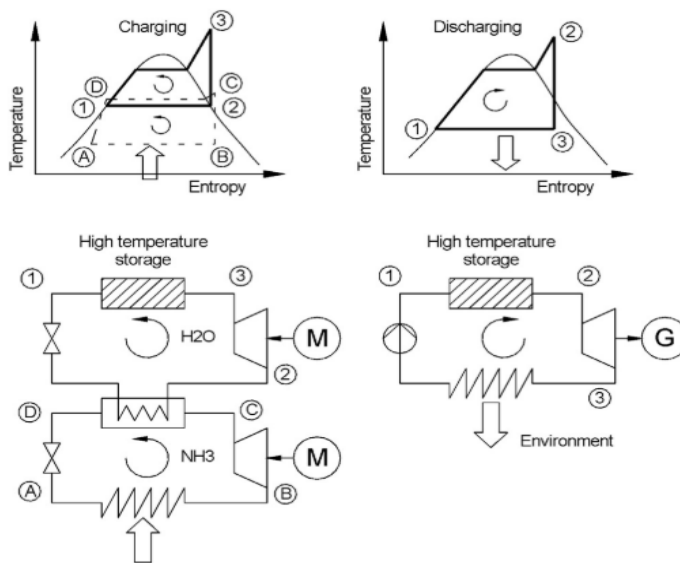


Figura 2 - 5: Ciclos de carga y descarga de modelo CHEST (Extraído de [64])

Steinmann (2014) [64], presentó por primera vez un sistema de alta temperatura (Figura 2 - 5) utilizando un ciclo Rankine en sentido invertido para comprimir vapor de agua, en conjunto con un ciclo de NH₃ en cascada que funcionaba como fuente de calor. El almacenamiento es diseñado como una combinación de calor latente y sensible para satisfacer los perfiles de temperatura de un ciclo Rankine de vapor convencional en la descarga. Debido al uso del sistema de NH₃ en cascada se obtienen RTE de más del 70%. Como limitantes en el ciclo de carga el autor afirmó que una presión de 100 bar y una temperatura máxima de 400 C eran parámetros óptimos para trabajar con el estado del arte de tecnologías de compresión. De acuerdo a este estudio, el sistema debe ser diseñado como mínimo para una potencia de 5-10 MW en vista de competir con otras tecnologías de almacenamiento eléctrico.

A continuación, investigadores [23], [65]–[68] propusieron modelos de mayor escala que podían ser incorporados en ciclos Rankine de plantas térmicas a base de carbón, de sistemas CSP solares, o similares de tipo Brayton de plantas CCPP. Steinmann et al. (2019) [69] retomaron el modelo CHEST anterior y expandieron el alcance para estudiar el suministro de calor de baja calidad proveniente de aplicaciones solares y la generación en conjunto de electricidad y calor (district heating) En el trabajo se plantean estrategias de funcionamiento de seasonal storage. Frate et al. (2020)[70] utilizaron el ciclo de carga del modelo CHEST y lo combinaron con un ciclo de descarga ORC, analizando mediante parametrización la relación costo-beneficio entre la eficiencia RTE, el factor de utilización de la fuente de calor del ciclo en cascada de NH₃ y la densidad de energía entregada.

2.2 Integración PTES en plantas térmicas convencionales

Como se estableció en la introducción, el presente trabajo de investigación está orientado al almacenamiento de electricidad con un sistema PTES, e integración a plantas térmicas a base de carbón mediante un modelo de arbitraje de energía. Con esta premisa, los ciclos termodinámicos PTES que conforman el sistema son clasificados como CHEST (Compressed Heat Energy Storage System) y como se mencionó anteriormente, algunos autores investigaron la integración de este tipo de almacenamiento de energía en ciclos de descarga Rankine (o Brayton) de gran escala. A continuación, se realiza una ampliación los trabajos relacionados directamente con la temática principal investigada. Vinnemeier et al. (2016) [65] presentaron un estudio en el que se evalúa el potencial de integración de un sistema PTES en plantas térmicas con ciclo Rankine de vapor (Wet Steam Cycle). En este trabajo se estudian dos posibilidades de integración, una de alta temperatura y otra de baja como se aprecia en la Figura 2 - 6.

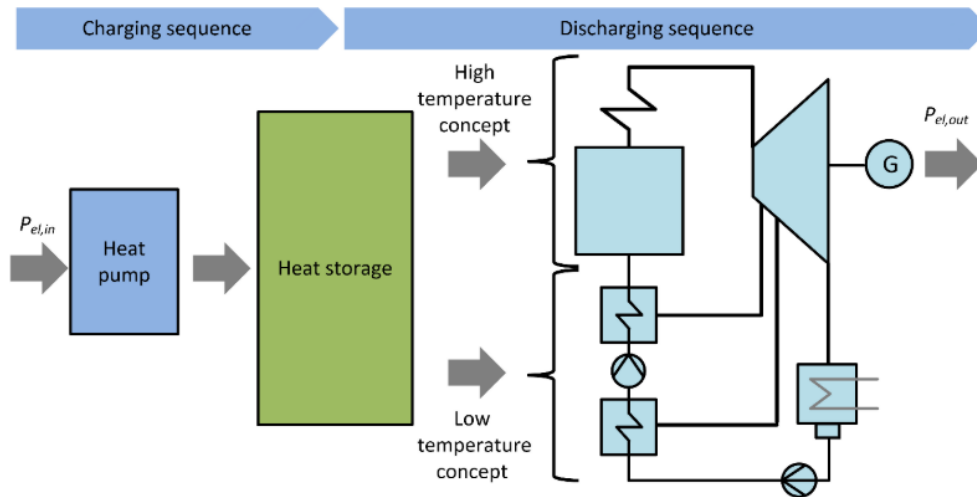


Figura 2 - 6: Integraciones de sistema PTES en planta térmica con ciclo Rankine de vapor (Extraído de [65])

La integración de alta temperatura consiste en el aporte total del calor necesario en el generador de vapor (precalentador, evaporador, sobrecalentador y recalentador), de esta forma no se hace uso de combustibles fósiles. En la segunda forma de integración, se suministra el calor para el tren de precalentamiento del agua de suministro, con lo que se cierran las extracciones de las turbinas que llegan a estos intercambiadores. La bomba de calor consiste en un modelo Brayton invertido con recuperación y aire ambiente como fuente de energía. Se prueban tres fluidos de trabajo: CO₂, con el que se obtiene un ciclo transcrito; y aire y argón, que dan como resultado ciclos supercríticos. El cálculo de la RTE está basado en exergía, que según los autores de este trabajo, tiene una ventaja sobre el análisis de primera ley termodinámica utilizado hasta ahora en otras investigaciones. El COP de la bomba de calor por su definición no es una eficiencia y disminuye cuando se aumenta el rango entre los límites de temperatura del ciclo. El estudio de segunda ley, por su parte, permite optimizar la RTE al maximizar la eficiencia exergética de cada subproceso que interviene en la generación de irreversibilidades (Figura 2 - 7). En el caso de la bomba de calor, esta eficiencia está relacionada a la calidad del calor generado y aumenta con la temperatura máxima de almacenamiento.

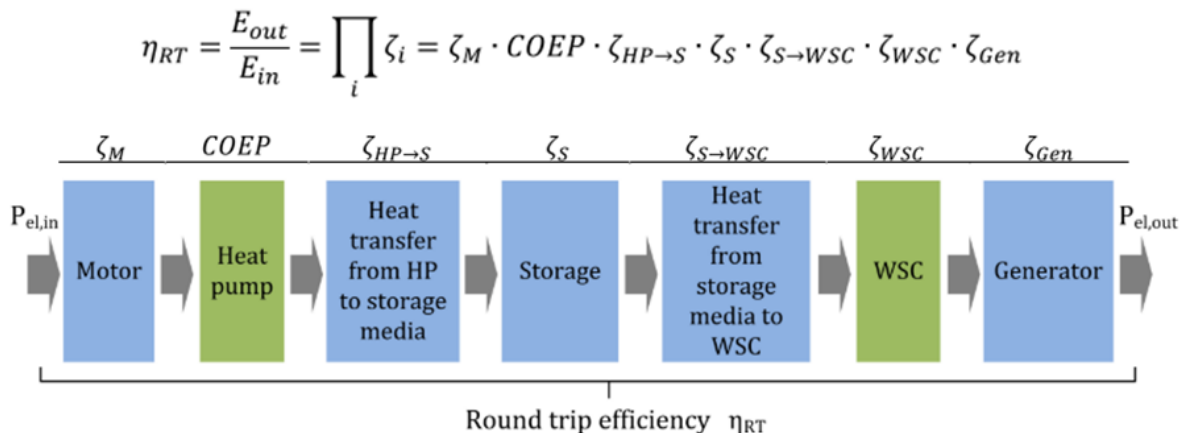


Figura 2 - 7: Cálculo de la RTE a partir de los subprocesos de conversión de energía (Adaptado de [65])

Se concluye en este trabajo que la RTE alcanzada en la integración de alta temperatura está en el rango de 50-60% y que no hay grandes diferencias en los resultados obtenidos con los diferentes fluidos estudiados para la bomba de calor. En la opción de baja temperatura se obtienen eficiencias menores y la bomba de calor con CO₂ presenta ventajas sobre las que usan aire y argón. Otro aspecto importante es la fracción de vapor a la salida de la turbina para el caso de las bombas de calor con CO₂: en la integración de alta temperatura esta fracción está por debajo del límite inferior (85%) del estado de arte de este tipo de turbinas y por eso se ensaya el uso de una válvula de expansión como reemplazo, obteniendo una disminución del 4% en la RTE. En la opción de baja temperatura, esta fracción es aún menor y turbinas para este tipo de procesos no están disponibles. Finalmente, se estudian dos configuraciones adicionales para la integración de alta temperatura con el objetivo de mejorar la integración de la bomba de calor en el ciclo de descarga: En la primera se suministra el calor en trenes de precalentamiento y en la segunda se intenta disminuir la temperatura de condensación del ciclo Rankine. A pesar del aumento en la complejidad del sistema, la eficiencia global no varía significativamente.

En otra investigación, Vinnemeier et al. (2016) [23] amplía el estudio realizado anteriormente y parametriza el desempeño de la bomba de calor de acuerdo a la temperatura máxima de operación y la temperatura de salida del intercambiador de alta temperatura (definida por el índice de recuperación γ_{HP} , ver Figura 2 - 8). De esta forma, se analiza el potencial de integración a otros tipos de plantas térmicas con diferentes niveles de temperatura. La comparación entre este sistema PTES y otro basado en un calentador eléctrico se lleva a cabo, hallando que la eficiencia exergética del segundo es en general un 20% menor. Se realiza además una discusión de aspectos técnicos, principalmente sobre las limitaciones de la temperatura máxima a la salida del compresor, el tamaño de los componentes del sistema y el factor de utilización del sistema de almacenamiento.

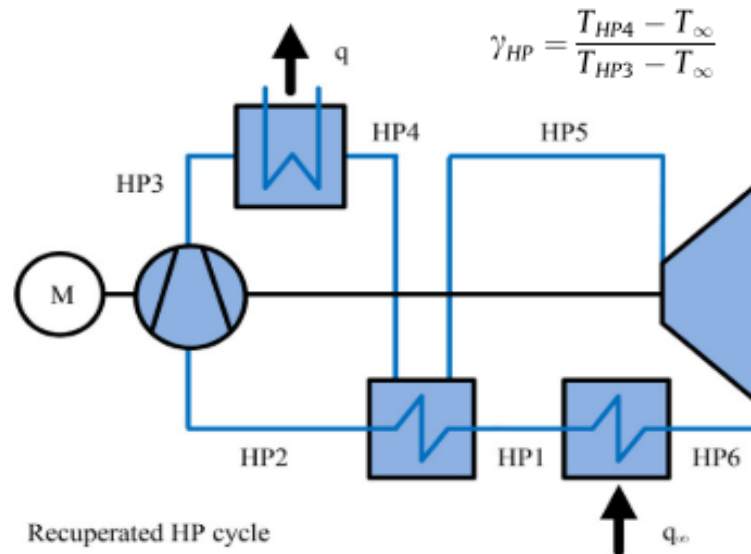


Figura 2 - 8: Esquema de la bomba de calor e índice de recuperación (Adaptado de [23])

En las conclusiones de este trabajo se afirma que la eficiencia exergética de la bomba está por arriba del 70% cuando se está en el rango de 300-600 °C para la temperatura máxima e índice de recuperación γ_{HP} de 0,2-0,6. La temperatura máxima alcanzada por los compresores de CO₂ es cercana a los 400 °C, por esto se estudia el uso de un calentador eléctrico en serie para alcanzar los requerimientos de temperatura. La RTE disminuye en un 3% si el calentador eléctrico suministra el 20% del rango superior de temperatura. En cuanto al fluido de trabajo de la bomba de calor, se concluye que para un determinado rango de temperatura hay un fluido óptimo que presenta mejor eficiencia exergética y en general, los sistemas con aire y argón resultan en dispositivos más grandes debido al mayor flujo volumétrico. El índice de recuperación no debe ser mayor a 0,6 de lo contrario se necesitaría más área de transferencia de calor en el recuperador y evaporador. Este límite también es recomendado para que el factor de utilización del sistema de almacenamiento sea alto.

Aga et al. (2016) [66] estudiaron un sistema de almacenamiento eléctrico para campos fotovoltaicos en el que modelaron la integración de un sistema PTES y un ciclo de descarga de una central solar CSP con almacenamiento por sales fundidas (Figura 2 - 9). En la bomba de calor se usa CO₂, un compresor con temperatura máxima limitada a 480 °C y un calentador eléctrico en serie para cumplir los requerimientos de la temperatura de las sales (565 °C).

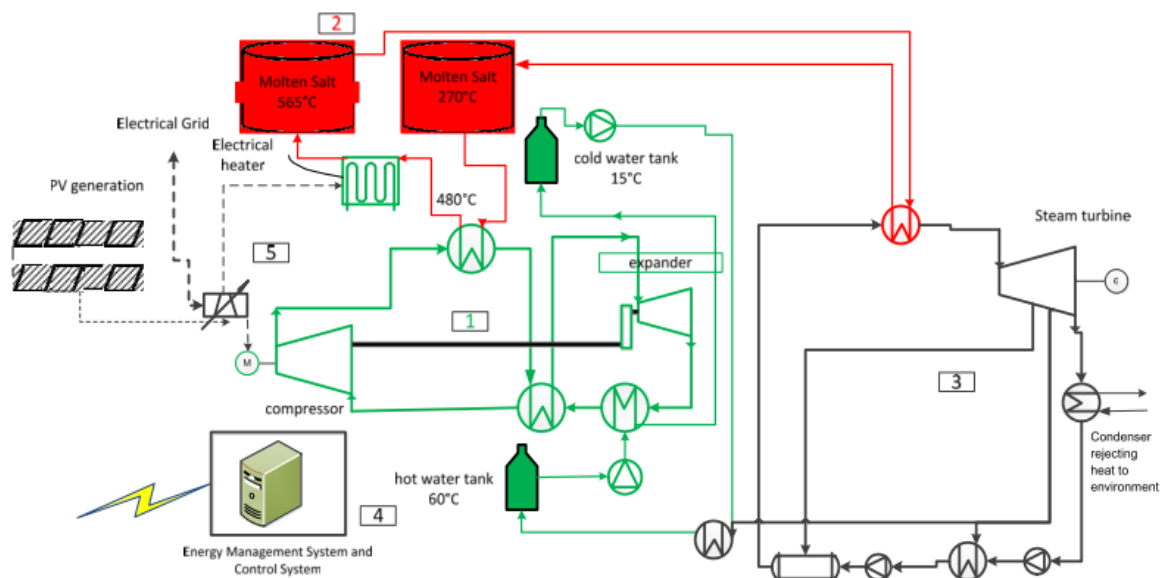


Figura 2 - 9: Integración PTES en ciclo Rankine de planta CSP con sales fundidas y agua caliente como fuente de calor para el ciclo de carga (Extraído de [66])

Lo más novedoso de este trabajo es la fuente de calor para el ciclo de carga el cual consiste en un sistema de agua caliente (tanques verdes), cuya energía proviene de una extracción de las turbinas del ciclo de descarga. De esta forma, se obtiene un ciclo CO₂ supercrítico y no se utilizan fuentes externas de calor. La RTE del sistema es optimizada al balancear el incremento del COP de la bomba de calor y la disminución de la eficiencia del ciclo de descarga por la extracción adicional de la turbina. Finalmente se estudia la opción de la

eliminación del calentador eléctrico e implementar un ciclo Rankine de menor temperatura máxima. Se concluye que el ciclo de carga sin el calentador eléctrico tiene un aumento de COP que compensa la pérdida de eficiencia de la descarga y la RTE obtenida es mayor que la del sistema que incluye el calentador eléctrico. Ambas eficiencias están en el rango de 50-57%

Finalmente McTigue et al. (2019) [68] realizaron estudios sobre la mejora en la eficiencia de un sistema PTES con CO₂ supercrítico en comparación de uno con argón. Este comportamiento se consigue implementando una bomba de calor con ciclo Brayton invertido sin recuperación y con el incremento de la presión mínima. El aumento en la eficiencia es significativo y reafirma los hallazgos de Aga et al. (2016) Sin embargo, debido a la eliminación del recuperador y a que la temperatura máxima a alcanzar esta en el rango de 560 °C, no se puede hacer uso de sales fundidas como único fluido de almacenamiento. De forma similar, se requiere una fuente de calor con temperatura máxima cerca de 400 °C para este ciclo de carga, Tomando esto en cuenta, los autores plantearon un modelo PTES con CO₂ supercrítico para almacenar la energía de la etapa de recompresión de un ciclo de descarga Brayton de gran escala. En este estudio además se realizan análisis del efecto de diversos parámetros de operación sobre la RTE, como la temperatura máxima de almacenamiento, la eficiencia isentrópica de las turbomáquinas, el diferencial de temperatura de intercambio con el sistema de almacenamiento y la densidad de potencia (Parámetro que relaciona la potencia y tamaño del sistema, para una presión y fluido determinados)

2.3 Discusión

De la revisión de los estudios realizados sobre el almacenamiento de electricidad con modelos PTES se concluye que los sistemas CHEST son los adecuados para implementación de arbitraje de energía en plantas térmicas con ciclo Rankine convencional. Especialmente Vinnemeier et al. (2016) realizaron dos estudios específicos en el tema y presentaron un modelo de bomba de calor que se usó para validación en la presente investigación.

La integración del sistema PTES en los ciclos de descarga de las plantas térmicas, se realiza en el generador de vapor, con base a la RTE obtenida por Vinnemeier et al., y que de esta manera se reduce casi por completo la huella de carbono en estas plantas. El análisis exergético es usado para calcular la RTE, no solo por la ventaja expuesta por Vinnemeier et al., sino porque permite además maximizar la eficiencia exergética del intercambio de calor con el sistema de almacenamiento y optimizar la utilización del mismo. Se observa que hasta el momento no se ha estudiado con detalle el sistema de almacenamiento para este tipo de modelos PTES, tal como se ha hecho para los modelos basados en el ciclo Brayton de Desrues et al. (2010) Si bien Aga et al (2016) presentaron un sistema que considera sales fundidas en dos tanques como almacenamiento, realizan un análisis basado en eficiencia energética y no tienen en cuenta las irreversibilidades generadas en los intercambiadores de calor. Haciendo uso de la primera ley termodinámica esta eficiencia sería del cien por ciento, de aquí la gran utilidad del estudio exergético. Con base

a lo anterior, se evalúa el uso de distintos tipos de sales fundidas y además, el efecto del índice de recuperación γ_{HP} de la bomba de calor en la eficiencia exergética del ciclo de carga y la del intercambiador de calor conectado al almacenamiento. Se seleccionan al CO₂, aire y argón como fluidos de trabajo para la bomba de calor. A pesar de que Aga et al. (2016) y McTigue et al. (2019) mostraron una mejora de la eficiencia del ciclo de carga si se usan ciclos supercríticos con CO₂, la fuente de calor seleccionada es el aire a temperatura ambiente ya que de esta forma se disminuye la complejidad del sistema y no se afecta la operación del ciclo de descarga.

Teniendo en cuenta los análisis paramétricos en diversos estudios revisados en secciones anteriores ([45], [47], [53], [68], [70]) en esta investigación se incluye el estudio del efecto en la RTE de diversos parámetros de operación: temperatura ambiente, temperatura y presión máxima en los ciclos de carga y descarga; y eficiencia isentrópica de los dispositivos. La eficiencia exergética de descarga usada por Vinnemeier et al., es bastante alta y corresponde a ciclos modernos Rankine ultra-supercríticos. De esta forma se estudiarán ciclos Rankine convencionales de vapor, con parámetros de operación promedio de instalaciones de cierto grado de antigüedad, para evaluar el potencial real de integración. A estos se sumarán ciclos Brayton con recompresión, considerados como la próxima generación de ciclos de descarga. Además de los parámetros mencionados, se evaluaron métricas como la densidad de energía y potencia y costo de inventario de sales fundidas, para evaluar la utilización y tamaño del sistema de almacenamiento, las cuales no se han tenido en cuenta para este tipo de sistemas CHEST.

2.3.1 Recapitulación

A continuación se listan las nuevas aportaciones realizadas en este trabajo de investigación, para el estudio de la integración de los sistemas PTES en plantas térmicas de gran potencia:

- Evaluación de la eficiencia exergética del sistema de almacenamiento y de la transferencia de calor entre este y los ciclos de carga y descarga. Dichas eficiencias fueron propuestas como constantes en Vinnemeier et al. (2016), pero en este trabajo se presenta el modelo de cálculo y el estudio de cómo se ven afectadas al variar los parámetros operativos y optar por diferentes tipos de ciclo de carga y descarga.
- Análisis de diferentes opciones de sales fundidas. Este estudio considera los efectos de tener sales fundidas con distintos límites para la temperatura de operación y calor específico sobre la RTE. Lo anterior también está ligado junto con la densidad y costo por tonelada de cada sal, a la densidad de energía y costo del inventario total de sales del sistema.
- Evaluación de distintos tipos de ciclos de descarga para evaluar el potencial de integración del sistema PTES. De esta forma se incluyen los ciclos Brayton con CO₂ supercrítico y el ciclo Rankine de vapor supercrítico, además del ciclo Rankine de vapor convencional.

- Inclusión de métricas como la densidad de energía y densidad de potencia, que relacionan al desempeño y tamaño de los sistemas. Dichas métricas fueron implementadas para el estudio del modelo PTES presentado por Desrues et al. (2010) pero a conocimiento del autor no han sido abordadas para los sistemas CHEST estudiados en el presente trabajo.
- Estudio de sensibilidad en la RTE y las demás métricas de desempeño debido a la variación de la temperatura ambiente, temperatura máxima, presión máxima y eficiencia isentrópica de las turbomáquinas.

3. Metodología

En esta sección se detalla la metodología usada para el estudio del sistema de almacenamiento a gran escala PTES integrado a plantas térmicas. A partir de la revisión bibliográfica y teniendo como objetivo el arbitraje de energía para este tipo de sistemas de gran potencia, se estableció como modelo base para la bomba de calor el propuesto por Vinnemeier et al. (2016) El estudio de integración se realizó mediante el análisis exergético, con el cual, el almacenamiento de electricidad y su posterior descarga se dividió en subprocesos que comprenden las mayores irreversibilidades (Figura 3 - 1) en el flujo de exergía.

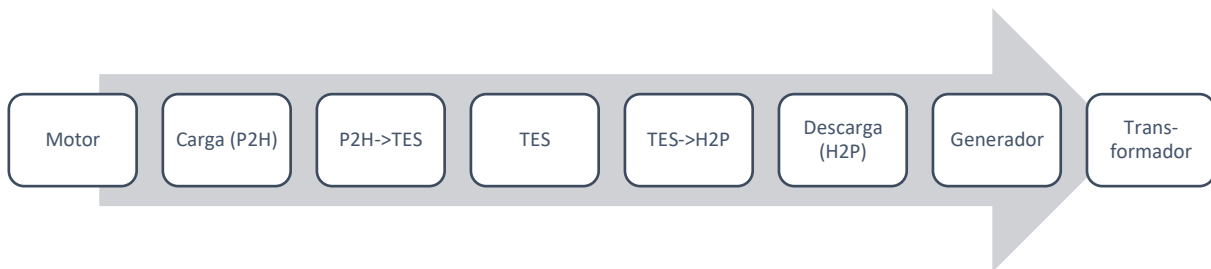


Figura 3 - 1: Subprocesos del sistema PTES y descarga

El flujo de energía comienza con la electricidad proveniente de un campo fotovoltaico u otra planta de generación, en un periodo de tiempo en donde los costos del mercado eléctrico son bajos. Por tanto, esta electricidad es redireccionada a una planta con sistema PTES para su almacenamiento. La energía es suministrada al motor, el cual transforma el trabajo eléctrico en mecánico. Este motor acciona el compresor del ciclo de carga del sistema PTES, en el cual se convierte este trabajo en calor (Power to Heat). El calor luego es transferido a un fluido intermedio mediante un intercambiador de calor y es almacenado en un sistema apropiado (Thermal Energy Storage). A continuación, cuando los precios del mercado aumentan, la energía almacenada es proporcionada al ciclo de descarga a través de otro intercambiador de calor y es transformada nuevamente en trabajo mecánico mediante una turbina (Heat to Power) y luego en electricidad mediante un generador acoplado y un transformador. En la Figura 3 - 2 se muestra el layout general del sistema.

Cada subproceso consiste en una eficiencia exergética, que puede ser optimizada individualmente para maximizar la eficiencia global. En las sub secciones siguientes se describen los modelos y consideraciones usadas para la evaluación de estas eficiencias. Se realizó especial énfasis en la eficiencia exergética del almacenamiento térmico y la de los intercambiadores de calor para integración de los ciclos de carga y descarga, uno de los objetivos del presente trabajo de investigación. Seguido, se detalla el estudio paramétrico donde se presentan las métricas de desempeño estudiadas y los parámetros operacionales con los cuales se realizó el estudio de sensibilidad.

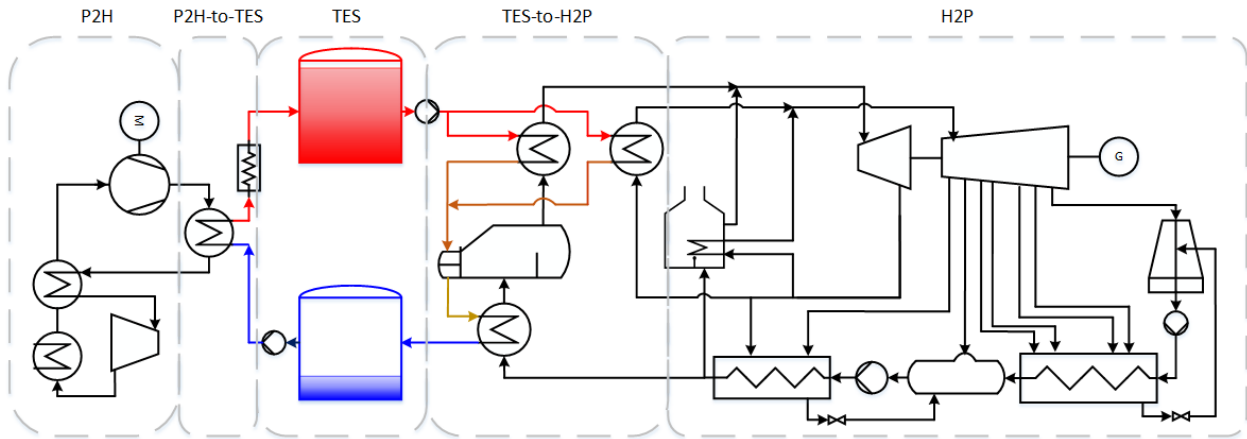


Figura 3 - 2. Esquema del sistema PTES y sistema de almacenamiento térmico con sales fundidas, integrado a planta termoeléctrica

3.1 Modelación y validación de subprocesos

El parámetro principal de desempeño de los sistemas PTES es la eficiencia de Round Trip (RTE) que se define en la eq. 3. 1 como la razón entre la energía de salida en el ciclo de descarga y la energía de entrada en el ciclo de carga. Esta energía es obtenida de la integración de la potencia de entrada y salida en el correspondiente tiempo. En estado estacionario, la RTE también puede ser definida por la relación entre la potencia de salida y la de entrada, asumiendo tiempos iguales para la carga y descarga. Esta aproximación fue la adoptada para el estudio inicial y comparación de los diferentes ciclos termodinámicos que componen los modelos PTES, a excepción del sistema de almacenamiento térmico TES, para el cual fue necesario estipular tiempos de carga y descarga y la energía total almacenada.

$$\eta_{RTE} = \frac{E_{out}}{E_{in}} = \frac{\int_{t_{out}} \dot{E}_{out} dt}{\int_{t_{in}} \dot{E}_{in} dt} \quad \text{eq. 3. 1}$$

La eficiencia de Round Trip puede ser dividida a partir de los subprocesos que participan en el flujo de la energía. Si se aplica el análisis de primera ley termodinámica estas eficiencias consistirían principalmente en la del ciclo de descarga η_{H2P} y el COP de la bomba de calor (que no es una eficiencia en sentido riguroso) Sin embargo, el estudio exergético permite adicionar las eficiencias del almacenamiento térmico y del intercambio de calor entre este y los ciclos de carga y descarga. Esto resulta en la posibilidad de optimizar el uso del sistema de almacenamiento y maximizar la eficiencia global RTE al maximizar las eficiencias de cada subproceso. Estas características constituyen las principales ventajas de esta forma de estudio respecto al análisis energético. A pesar de que la RTE obtenida es la misma en ambas aproximaciones, debido a que la entrada y salida del sistema es en forma de trabajo eléctrico (y la exergía asociada a este trabajo tiene

el mismo valor que su contraparte energética), el análisis de primera ley no es una herramienta adecuada para evaluar la integración del sistema de almacenamiento y para optimizar la RTE. Además, el COP de la bomba de calor disminuye conforme se aumenta el rango de temperatura del ciclo y por tanto no está asociado a la calidad de la energía del sistema de almacenamiento, cuya métrica de desempeño es la temperatura máxima alcanzada. La eficiencia RTE por tanto fue calculada similarmente a Vinnemeier et al. (2016), mediante la eq. 3. 2:

$$\eta_{RTE} = \prod_i \xi_i = \xi_{motor} \cdot \xi_{P2H} \cdot \xi_{P2H \rightarrow TES} \cdot \xi_{TES} \cdot \xi_{TES \rightarrow H2P} \cdot \xi_{H2P} \cdot \xi_{Gen} \cdot \xi_{Trf} \quad eq. 3. 2$$

A las eficiencias exergéticas del motor, generador y transformador se les fue asignado un valor de 0,99, común para este tipo de dispositivos y son equivalentes a las eficiencias de primera ley porque expresan la transformación trabajo eléctrico y mecánico. Las demás eficiencias fueron analizadas por separado, usando modelos validados con diversas publicaciones.

Hasta este punto se ha usado el concepto de exergía para calcular la RTE del sistema de carga y descarga. A continuación, se describe con más detalle dicho concepto y las expresiones generales para el cálculo de los flujos exergéticos, exergía destruida y eficiencia exergética usados a lo largo del trabajo. La exergía es definida como el trabajo potencial máximo (trabajo reversible) que puede ser extraído de un sistema que parte de un estado inicial, atraviesa un proceso reversible y llega a un estado de referencia (por lo general el ambiente) con el que hay equilibrio termodinámico. Sin embargo, en los procesos reales hay irreversibilidades y la exergía es destruida, por lo que el trabajo real entregado por el sistema es menor que el trabajo reversible. Para contabilizar estas irreversibilidades el balance de exergía para un sistema cerrado en estado estacionario, teniendo en cuenta los medios de transferencia de exergía, se plantea como se muestra en la eq. 3. 3:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) \dot{Q}_k - \dot{W}_{net} + \sum_{in} \dot{m} \cdot ex - \sum_{out} \dot{m} \cdot ex - \dot{X}_{dest} = 0 \quad eq. 3. 3$$

De izquierda a derecha, el primer término en la ecuación hace referencia al flujo de exergía hacia dentro o fuera del sistema por la transferencia de calor \dot{Q}_k a una temperatura constante T_k en la condición de borde. El término \dot{W}_{net} , es el trabajo neto entregado por el sistema. El tercer y cuarto término en la ecuación, representan la exergía asociada a los flujos de materia \dot{m} que entran y salen del volumen de control. Cuando el fluido de trabajo en este flujo no tiene cambios en su composición química y los cambios en energía potencial y cinética pueden ser despreciados, la exergía asociada a este flujo es termodinámica, de acuerdo a la eq. 3. 4:

$$ex = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad eq. 3.4$$

El último término de la eq. 3. 3 es la exergía destruida en el sistema producto de las irreversibilidades. Puede ser calculada despejando de este balance de exergías o indirectamente a través de la eq. 3. 5, donde \dot{S}_{gen} es la tasa de generación de entropía del sistema. La exergía destruida también puede ser obtenida sumando las exergías destruidas de cada dispositivo según la eq. 3. 6, las cuales a su vez son calculadas ya sea con el balance de la eq. 3. 3 o con la eq. 3. 5. Las propiedades T_0 , P_0 , h_0 , s_0 son la temperatura, presión, entalpía específica y entropía específica del fluido de trabajo respectivamente, a las condiciones del estado de referencia.

$$\dot{X}_{dest} = T_0 \cdot \dot{S}_{gen} \quad eq. 3.5$$

$$\dot{X}_{dest} = \sum_i^N \dot{X}_{i,dest} \quad eq. 3.6$$

En este trabajo las eficiencias exergéticas de los subprocesos en la eq. 3. 2 han sido calculadas con la ecuación mostrada en eq. 3. 7. Esta expresa que la eficiencia de segunda ley es la relación entra la exergía recuperada y la gastada en un proceso y puede ser aplicada tanto a sistemas como a dispositivos individuales (turbinas, compresores, intercambiadores de calor..., etc.) La eficiencia de Round Trip de la eq. 3. 1 está en concordancia con esta definición.

$$\xi = \frac{\dot{X}_{rec}}{\dot{X}_{exp}} \quad eq. 3.7$$

3.1.1 Ciclo de descarga (Heat to Power)

El punto de partida es el ciclo de descarga en vista de que este define la potencia final entregada y las temperaturas y flujos másicos de operación del sistema de almacenamiento y por tanto las del ciclo de carga. Como en el presente trabajo se estudia la integración de los sistemas PTES a plantas térmicas de generación eléctrica convencionales, la primera aproximación fue realizar un modelo de ciclo Rankine subcrítico³ de vapor con parámetros de operación comunes a las plantas a base de carbón

³ En este caso el criterio de criticidad usado es referente a la presión máxima de operación en relación a la presión del punto crítico del agua (22.1 MPa aprox.) La temperatura en estos ciclos siempre supera la del punto crítico (374 °C)

más antiguas, cuya eficiencia es baja en comparación con los sistemas modernos. De esta forma el análisis de la RTE es conservador. Sin embargo, también se evaluó el potencial superior de integración y para esto se modelaron ciclos de vapor Rankine supercríticos modernos y ciclos Brayton con CO₂ supercrítico. Estos últimos, de acuerdo a varios autores, son las opciones potenciales de descarga para los próximos proyectos de plantas de concentración solar [71]–[73].

Ciclo Rankine subcrítico de vapor

El ciclo Rankine fue modelado a partir del análisis termodinámico de energía y exergía realizado por Rosen (2001) [74] para la estación de generación a base de carbón Nanticoke (NGS) En la Tabla 3 - 1 se resumen los parámetros de operación principales y en la Figura 3 - 3 se muestra el esquema simplificado de la planta.

Tabla 3 - 1: Parámetros de operación de planta NGS (Extraído de [74])

Parámetro	Unidad	Valor
Temperatura	°C	538
Presión máxima	MPa	16.2
Presión reheat	MPa	3.65
Potencia nominal	MW	500
Flujo de vapor	kg/s	453.6
Presión condensador	MPa	0.0045
η isentrópica turbinas	%	80
η mecánica turbinas	%	93.96
η generador y transformador	%	99

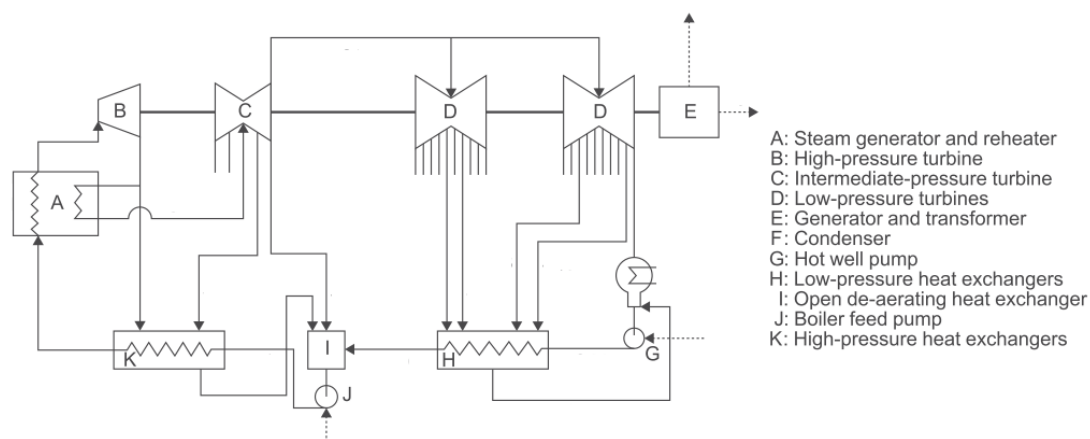


Figura 3 - 3: Esquema de la planta NGS (Adaptado de [74])

Las irreversibilidades del proceso se producen principalmente en el generador de vapor (A) y en las turbinas (B, C, D) En Rosen (2001) el análisis exergético contempla además la

exergía del combustible, sin embargo en el presente trabajo para los ciclos de descarga se tomó en cuenta el volumen de control como se observa en la Figura 3 - 3, con el que se estudia las irreversibilidades internas y la interacción con el medio externo se da en forma de salida o entrada de trabajo. Para el ingreso y rechazo de calor se asume que este es el suficiente para que el fluido de trabajo llegue a los estados especificados. La validación se hizo en base a la eficiencia de primera ley (debido a que la energía suministrada por el combustible es la misma que la recibida por el vapor en A) y a la eficiencia de segunda ley que se puede extraer indirectamente de los flujos exergéticos en la tabla de resultados de Rosen (2001) Además se realizó la comparación de los estados termodinámicos y flujos del sistema. Las irreversibilidades en las turbinas y bombas son introducidas por las eficiencias isentrópicas como se muestra en las ecuaciones eq. 3. 8 y eq. 3. 9:

$$\eta_{is,Turbine} = \frac{h_{in} - h_{out,r}}{h_{in} - h_{out,is}} \quad eq. 3. 8$$

$$\eta_{is,Pump} = \frac{h_{out,is} - h_{in}}{h_{out,r} - h_{in}} \quad eq. 3. 9$$

En donde los subíndices *r* y *is* hacen referencia al trabajo real e isentrópico de los dispositivos respectivamente. Para que el sistema quede definido en conjunción con los datos de la Tabla 3 - 1 es necesario definir las presiones de extracción de las turbinas y el TTD (Terminal Temperature Difference) y DCA (Drain Cooler Approach) de los intercambiadores de calor del tren de precalentamiento. Para la validación se usaron las presiones de extracción de la tabla de datos en Rosen (2001) y luego se hace una comparación con las presiones optimizadas con los algoritmos de EES (Engineering Equation Solver) [75], software en el que se realizó la modelación, con el objetivo de tener un modelo funcional en el que se puedan variar los parámetros de operación. Los intercambiadores de alta y baja presión K y H no están desglosados como se aprecia en la Figura 3 - 3 y se recurrió al trabajo realizado por Ray et al. (2007) [76] en el análisis exergético de una planta con similares condiciones operativas de temperatura, presión y potencia. De este se extrajeron los TTD de los intercambiadores, en concordancia con otras referencias [77], [78] En lugar del DCA se tomó como primera aproximación el estado de líquido saturado (*x=0*) para la salida de alta presión en los intercambiadores y condensador. Para el desaireador (I) la condición de salida más común es también líquido saturado, sin embargo, en Rosen (2001) hay un subenfriamiento de 14.04 °C, el cual fue usado para la validación. Finalmente, debido a que en el generador de vapor el fluido transcurre un cambio de fase, se realizó la subdivisión y se modeló con cuatro intercambiadores: Precalentador (Economizer, PH), evaporador (EV), sobrecalentador (SH) y recalentador (RH). En la Figura 3 - 4 se presenta el esquema de la planta con el cuál se realizó la validación y en el que se tienen en cuenta las consideraciones anteriores.

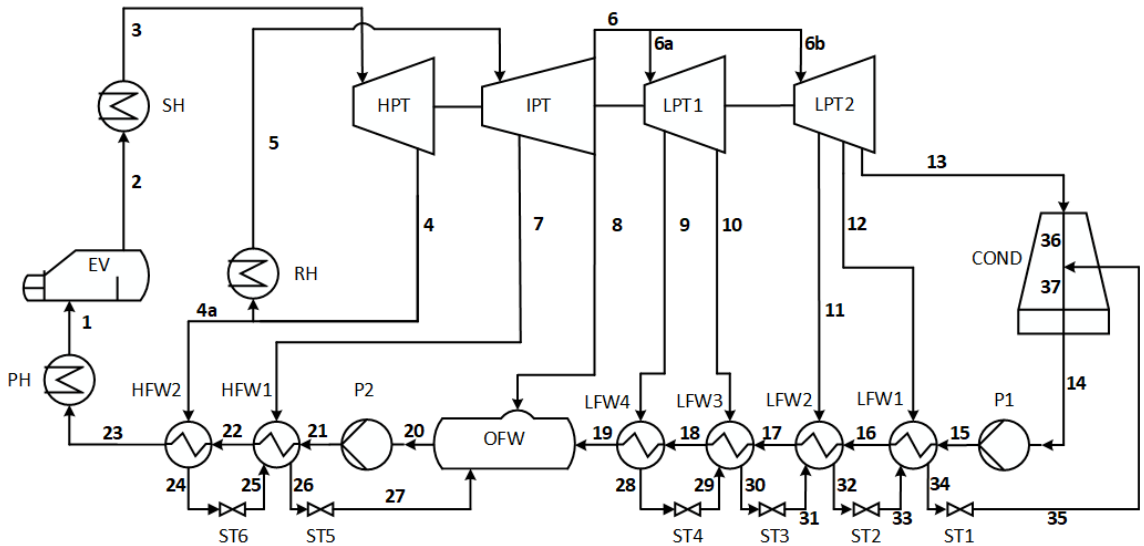


Figura 3 - 4: Esquema modificado de ciclo Rankine

Para los intercambiadores de alta presión HFW2 y HFW1 el TTD se asignó en -3.4 y -0.3 °C respectivamente, y para los de baja presión LFW de 4.5 °C. Como se dijo anteriormente el estado “20” a la salida del desaireador (OFW) se estableció en 14.04 °C por debajo de la temperatura de saturación a la presión de “8” Adicionalmente, de lo extraído de Rosen (2001) para todos los intercambiadores se introdujo una caída de presión en el lado “caliente” de 30% excepto para el LFW1 de casi 60%. El modelo fue planteado por unidad de masa de vapor, y teniendo en cuenta además la eficiencia mecánica de las turbinas, se obtuvo directamente la eficiencia energética del ciclo por unidad de flujo másico de vapor en la turbina de alta presión HPT. Luego se estableció una ecuación relacionada con la potencia neta de salida y las eficiencias del generador y transformador para obtener los flujos másicos en todos los puntos del ciclo. Se establecieron los estados termodinámicos conocidos y se dejaron como incógnita las presiones de extracción con sus respectivas fracciones másicas (Respecto del flujo másico en 1, 2, 3 y 4). A continuación, se plantearon las ecuaciones de balance de masa y energía en los componentes. El sistema de ecuaciones fue resuelto en EES usando las tablas de propiedades incorporadas. En la Tabla 3 - 2 se muestra un resumen de las expresiones de balance de masa y los balances de energía y exergía en el generador de vapor, turbinas y bombas.

Tabla 3 - 2: Ecuaciones de balance de masa, energía y exergía para los componentes del ciclo Rankine

Componente	Balace de masa	Balace Energía/Exergía
Preheater	$f_{23} = f_1 = 1$	$h_{23} + q_{PH} = h_1$ $ex_{23} + x_{qPH} = ex_1$
Evaporator	$f_2 = f_1$	$h_1 + q_{EV} = h_2$ $ex_1 + x_{qEV} = ex_2$
Superheater	$f_3 = f_2$	$h_2 + q_{SH} = h_3$ $ex_2 + x_{qSH} = ex_3$
HPT	$f_4 = f_3$	$h_3 = h_4 + w_{HPT}$

Tabla 3 - 2. (Continuación)

Reheater	$f_5 = 1 - f_{4a}$	$f_5 h_4 + q_{RH} = f_5 h_5$ $ex_2 + x_{qSH} = ex_3$
IPT	$f_5 = f_6 + f_7 + f_8$ $f_6 = f_{6a} + f_{6b}$	$f_5 h_5 = f_6 h_6 + f_7 h_7 + f_8 h_8 + w_{IPT}$
LPT1	$f_{6a} = f_9 + f_{10}$	$f_{6a} h_6 = f_9 h_9 + f_{10} h_{10} + w_{LPT1}$
LPT2	$f_{6b} = f_{11} + f_{12} + f_{13}$	$f_{6b} h_6 = f_{11} h_{11} + f_{12} h_{12} + f_{13} h_{13} + w_{LPT2}$
Condenser	$f_{36} = f_{13}$ $f_{37} = f_{35} + f_{36}$ $f_{14} = f_{37}$	$h_{35} = h_{36} = h_{37}$ $f_{13} h_{13} = f_{36} h_{36} + q_{c1}$ $f_{37} h_{37} = f_{14} h_{14} + q_{c2}$
P1	$f_{15} = f_{14}$	$f_{14} h_{14} + w_{P1} = f_{15} h_{15}$
LFW1	$f_{16} = f_{15}$ $f_{34} = f_{12} + f_{33}$	$f_{12} h_{12} + f_{15} h_{15} + f_{33} h_{33} = f_{16} h_{16} + f_{34} h_{34}$
LFW2	$f_{17} = f_{16}$ $f_{32} = f_{11} + f_{31}$	$f_{11} h_{11} + f_{16} h_{16} + f_{31} h_{31} = f_{17} h_{17} + f_{32} h_{32}$
LFW3	$f_{18} = f_{17}$ $f_{30} = f_{10} + f_{29}$	$f_{10} h_{10} + f_{17} h_{17} + f_{30} h_{30} = f_{18} h_{18} + f_{30} h_{30}$
LFW4	$f_{19} = f_{18}$ $f_{28} = f_9$	$f_9 h_9 + f_{18} h_{18} = f_{19} h_{19} + f_{28} h_{28}$
OFW	$f_{20} = f_8 + f_{19} + f_{27}$	$f_8 h_8 + f_{19} h_{19} + f_{27} h_{27} = f_{20} h_{20}$
P2	$f_{21} = f_{20}$	$f_{20} h_{20} + w_{P2} = f_{21} h_{21}$
HFW1	$f_{22} = f_{21}$ $f_{26} = f_7 + f_{25}$	$f_7 h_7 + f_{21} h_{21} + f_{25} h_{25} = f_{22} h_{22} + f_{26} h_{26}$
HFW2	$f_{23} = f_{22}$ $f_{24} = f_{4a}$	$f_{4a} h_4 + f_{22} h_{22} = f_{23} h_{23} + f_{24} h_{24}$
ST	$f_{25} = f_{24} ; f_{27} = f_{26} ; f_{29} = f_{28} ; f_{31} = f_{30} ;$ $f_{33} = f_{32} ; f_{35} = f_{34}$	$h_{25} = h_{24} ; h_{27} = h_{26} ; h_{29} = h_{28} ; h_{31} = h_{30} ; h_{33} =$ $h_{32} ; h_{35} = h_{34}$

Las ecuaciones usadas para la eficiencia energética se describen a continuación:

$$W_{turbines} = W_{HPT} + W_{IPT} + W_{LPT1} + W_{LPT2} \quad eq. 3. 10$$

$$W_{pumps} = W_{P1} + W_{P2} \quad eq. 3. 11$$

$$W_{net} = W_{turbines} \eta_{mec} - W_{pumps} \quad eq. 3. 12$$

$$q_{in} = q_{PH} + q_{EV} + q_{SH} + q_{RH} \quad \text{eq. 3. 13}$$

$$\eta_{WSC} = \frac{W_{net}}{q_{in}} \quad \text{eq. 3. 14}$$

Como las ecuaciones fueron planteadas por unidad de masa de vapor, las unidades del calor de entrada y trabajo neto son kJ/kg. El trabajo de las turbinas es afectado por la eficiencia mecánica mostrada en la Tabla 3 - 1. Para completar el análisis energético se planteó eq. 3. 15:

$$Pot_{net} [MW] = \dot{m}_{vapor} \frac{W_{net}}{1000} \eta_{gen} \eta_{transf} \quad \text{eq. 3. 15}$$

En donde η_{gen} y η_{transf} son las eficiencias del generador y transformador respectivamente. De esta ecuación se haya el flujo másico total de vapor que pasa por el generador de vapor y conociendo las fracciones másicas en todos los estados, se calculó el resto de flujos másicos. La eficiencia exergética fue calculada con eq. 3. 16 teniendo en cuenta las ecuaciones eq. 3. 4 y eq. 3. 7, con las condiciones ambientales (15 °C y 1 atm) del estado de referencia usado por Rosen (2001).

$$\xi_{WSC} = \frac{x_{rec}}{x_{exp}} = \frac{W_{net}}{x_{qPH} + x_{qEV} + x_{qSH} + x_{qRH}} \quad \text{eq. 3. 16}$$

En Tabla 3 - 3 y Tabla 3 - 4 se resumen los resultados de la validación.

Tabla 3 - 3: Resultados de la validación del desempeño global de modelo de ciclo Rankine

Parámetro	Referencia	Modelación	Error	
η_{WSC}	[-]	0.3948	0.3984	0.91%
ξ_{WSC}	[-]	0.7232	0.7281	0.68%
$\dot{W}_{turbine}$	[MW]	523.65	520.1	-0.68%
\dot{m}_{vapor}	[kg/s]	453.59	449.5	-0.90%

Tabla 3 - 4: Comparación de parámetros de operación de modelo de ciclo Rankine

Stream #	Presión [MPa]			Temperatura [C]			Flujo másico [kg/s]		
	Ref	Modelo	% Error	Ref	Modelo	% Error	Ref	Modelo	% Error
3	16.2	16.2	0.00%	538.00	538	0.00%	453.59	449.5	-0.90%
4a	3.65	3.65	0.00%	323.36	335.4	3.72%	42.84	38.4	-10.36%
5	3.65	3.65	0.00%	538.00	538	0.00%	410.75	411.1	0.09%
6	1.03	1	-2.91%	360.50	372.7	3.38%	367.85	374.2	1.73%

Tabla 3 - 4. (Continuación)

7	1.72	1.72	0.00%	423.23	436.9	3.23%	15.98	12.63	-20.96%
8	1.03	1	-2.91%	360.50	372.7	3.38%	26.92	24.29	-9.77%
9	0.379	0.379	0.00%	253.22	268	5.84%	10.47	9.333	-10.86%
10	0.241	0.241	0.00%	209.93	226	7.65%	23.88	22.03	-7.75%
11	0.0689	0.0689	0.00%	108.32	129.1	19.18%	12.72	16.81	32.15%
12	0.0345	0.0345	0.00%	60.47	83.04	37.32%	11.16	7.984	-28.46%
13	0.0045	0.0045	0.00%	35.63	31.01	-12.97%	309.62	318.1	2.74%
14	0.0045	0.0045	0.00%	35.63	31.01	-12.97%	367.85	374.2	1.73%
15	1.00	1	0.00%	35.73	31.09	-12.99%	367.85	374.2	1.73%
19	1.00	1	0.00%	124.86	124.9	0.03%	367.85	374.2	1.73%
20	1.00	1	0.00%	165.86	165.8	-0.04%	453.59	449.5	-0.90%
21	16.2	16.2	0.00%	169.28	168.7	-0.34%	453.59	449.5	-0.90%
23	16.2	16.2	0.00%	228.24	228.5	0.11%	453.59	449.5	-0.90%
26	1.21	1.204	-0.50%	188.33	188.1	-0.12%	58.82	50.95	-13.38%
34	0.0133	0.01346	1.20%	55.56	51.73	-6.89%	58.23	56.16	-3.55%

De estos resultados, se aprecia que el modelo realizado para el ciclo Rankine subcrítico reproduce con bastante fiabilidad el desempeño global del sistema, con errores relativos de menos del uno por ciento en las eficiencias, trabajo generado por las turbinas (en el que se tiene en cuenta la eficiencia mecánica) y flujo másico total de vapor. Sin embargo, en los parámetros operacionales de temperatura y flujo másico en algunos puntos se observaron variaciones considerables. Las mayores diferencias se presentaron en las extracciones de las turbinas, en los estados del 7 al 13, lo cual es debido principalmente al modelo de la eficiencia isentrópica. Si bien en Rosen (2001) se establece una eficiencia isentrópica del 80% para todas las turbinas, en la realidad la eficiencia de cada uno de estos dispositivos es diferente. Lo anterior se puede constatar si se tienen en cuenta que tanto las presiones de entrada y salida, como la temperatura de entrada a las turbinas son aproximadamente iguales en la referencia y modelo elaborado. Se concluye finalmente que a pesar de estas variaciones y de las suposiciones realizadas para el tren de precalentamiento (TTD, DCA y caídas de presión), el modelo es validado en vista de que entrega resultados bastante cercanos del desempeño macro del sistema.

Se probaron modificaciones adicionales para el modelo. En la primera se usó el algoritmo genético de optimización de EES para hallar las presiones de extracciones de los puntos 6, 7, 9, 10, 11 y 12. Se obtuvieron valores de presión un poco diferentes (0.735, 1.786, 0.426, 0.1733, 0.06287, 0.03283 respectivamente. Unidades en MPa) pero la eficiencia energética obtenida 0.3995 fue muy similar. La otra modificación tiene en cuenta el uso de DCA de 5 °C en todos los intercambiadores excepto el LFW1 en el que se usa líquido saturado para la salida del fluido caliente; la salida del desaireador también se asignan como líquido saturado; y se desprecian las caídas de presión excluyendo a LFW3 y LFW4 con 30% y 5% respectivamente. Estas consideraciones fueron extraídas de Ray et al. (2007) y se usaron en el modelo final, con el objetivo de lograr una mejor optimización del sistema.

Ciclo Rankine supercrítico de vapor

Con el objetivo de estudiar el potencial superior de integración de los sistemas PTES en plantas de generación de gran escala y teniendo en cuenta que la maximización de los subprocesos en la eq. 3. 2, conlleva a la maximización de la RTE, se realizó la modelación de un sistema moderno con ciclo Rankine supercrítico con una eficiencia de descarga mejorada. El modelo fue basado en el esquema simplificado de la Figura 3 - 5 presentado por Coventry y Pye (2009) [79]. En este se presenta una modificación en la salida de la turbina de alta presión, y se realiza una primera expansión en el punto 2 de la que se extrae energía para el tren de precalentamiento, lo cual permite el aumento de la temperatura de agua de alimentación que entra al evaporador. A continuación sigue el proceso de recalentamiento normal y posteriores expansiones.

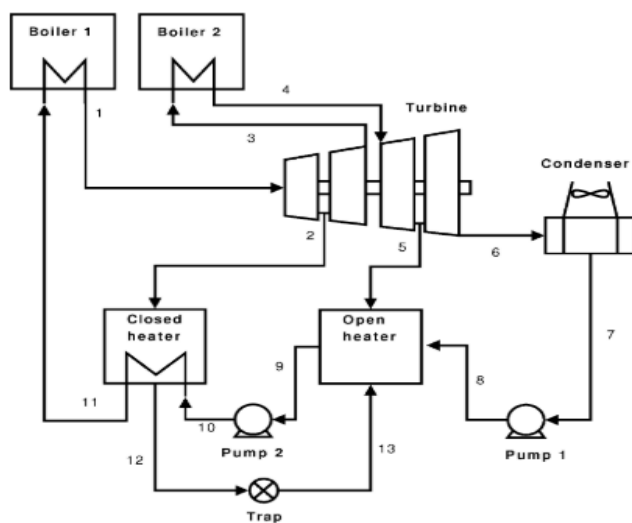


Figura 3 - 5: Esquema simplificado de Planta con ciclo Rankine supercrítico (Extraído de [79])

Teniendo esto en cuenta, se realizó el esquema extendido de la planta (Figura 3 - 6) La validación de este modelo fue realizada con los resultados obtenidos en un reporte de Sandia National Laboratories por Pacheco et al. (2013) [80] En este modelo también se estudia un sistema con recalentamiento, curiosamente en oposición a lo encontrado en otro reporte del 2010 [81] en el que se concluyó que los ciclos Rankine supercríticos con recalentamiento presentaban menor eficiencia que los que no tenían, esto quizá porque se usaron modelos simplificados y la temperatura final del tren de precalentamiento (punto 26) era muy baja. Por su parte, en el estudio realizado por Pacheco et al. (2013) se evalúa el efecto del aumento en la temperatura del agua de alimentación del evaporador, para dos sets de temperaturas y presiones por encima del punto crítico (553-580 °C y 23-26 MPa) pero no se analiza el efecto de añadir o no recalentamiento, el cual es modelado con una presión de 3.5 MPa y caída de presión del 8% en todos los casos.

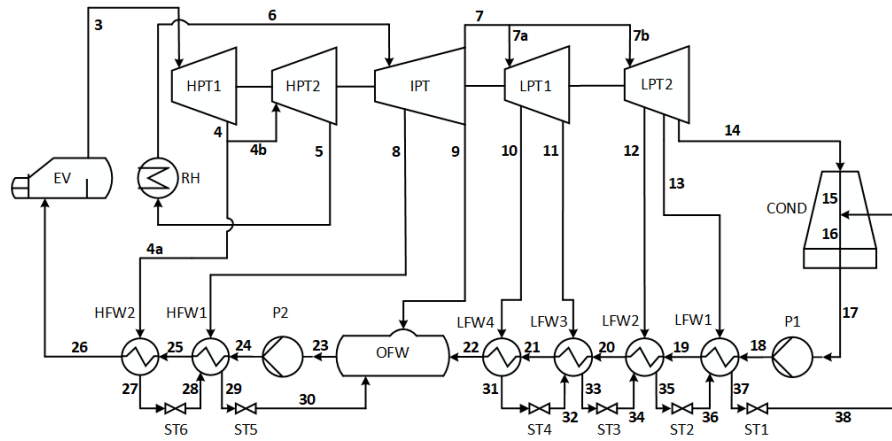


Figura 3 - 6: Esquema extendido de planta con ciclo Rankine supercrítico

La eficiencia isentrópica del estudio de referencia fue extraída indirectamente de los datos con un valor aproximado de 86.66%. Se desconocen sin embargo los parámetros de operación del tren precalentamiento, presiones de extracción o la presión de condensación, los cuales se asumen similarmente a los del ciclo Rankine subcrítico como una primera aproximación. En la Tabla 3 - 5 se presenta una comparación de los resultados del modelo y la referencia para diferentes temperaturas, presiones máximas y temperaturas de agua de alimentación. Las ecuaciones usadas para estimar el desempeño de las turbinas y calcular la eficiencia del ciclo son similares a las usadas para el ciclo Rankine subcrítico. Los resultados obtenidos se encuentran bastantes cercanos a los de la referencia por lo que el modelo queda validado. Las eficiencias exergéticas se encuentran en el orden del 80%.

Tabla 3 - 5: Comparación de los resultados del modelo Rankine supercrítico y la referencia

Presión de vapor principal [MPa]	Temperatura de vapor principal [C]	Temperatura final de agua de alimentación [C]	Temperatura de entrada al recalentador [C]			Eficiencia [-]		
			Ref	Modelo	%Error	Ref	Modelo	%Error
23	553	260	285.1	285.2	0.035%	0.452	0.4552	0.708%
23	580	290	302.9	304.8	0.627%	0.462	0.463	0.216%
26	580	290	287.2	288.5	0.453%	0.464	0.4651	0.237%

Ciclo Brayton

Se analizó una tercera opción para el ciclo de descarga. En esta se modeló un ciclo Brayton con CO₂ supercrítico, en vista de la eficiencia potencial alcanzada por estos sistemas y que son considerados como la próxima generación de ciclos de descarga para las aplicaciones de concentración solar. Se realizó una revisión de varias publicaciones [72], [82]–[88]. De estas se concluye que los ciclos Brayton supercríticos o transcíticos, desde el punto de vista de la presión crítica del CO₂, son los de mayor eficiencia y que la adición de recalentamiento y recompresión ayuda a mejorar el desempeño. La presión máxima de

estos sistemas está en el rango de 25-30 MPa limitada por la tecnología actual de compresores.

Teniendo en cuenta los resultados de Turchi et al. (2013) [83] y Neises y Turchi (2014) [72] dos tipos de modelos Brayton con CO₂ supercrítico, recompresión, recalentamiento e intercooling. El término intercooling hace referencia a la distribución de los flujos de CO₂ de baja temperatura para el rechazo de calor al ambiente, mediante el uso de un compresor e intercambiador adicionales, todo esto con el objetivo de disminuir el trabajo necesario para la compresión del CO₂ (dicho trabajo está relacionado a la densidad del fluido) El primero de los modelos tiene intercooling en el compresor principal y da como resultado la mayor eficiencia energética. El segundo tiene intercooling parcial y fue investigado por Neises y Turchi (2014) para mejorar la integración de este ciclo de descarga con fuentes de calor sensible como sales fundidas en el marco de aplicaciones CSP. La mejora radica en que se aumenta el delta de temperatura en el intercambiador en contacto con las sales fundidas, permitiendo que se disminuya el flujo másico de sales necesario. Lo anterior se logra con una penalización en la eficiencia, sin embargo, teniendo en cuenta que el costo del inventario de sales tiene un papel importante en el costo global de estos sistemas [84] en el presente trabajo se analizó el ciclo con intercooling parcial. En la Figura 3 - 7 y Figura 3 - 8 se muestran los esquemas de los modelos Brayton estudiados.

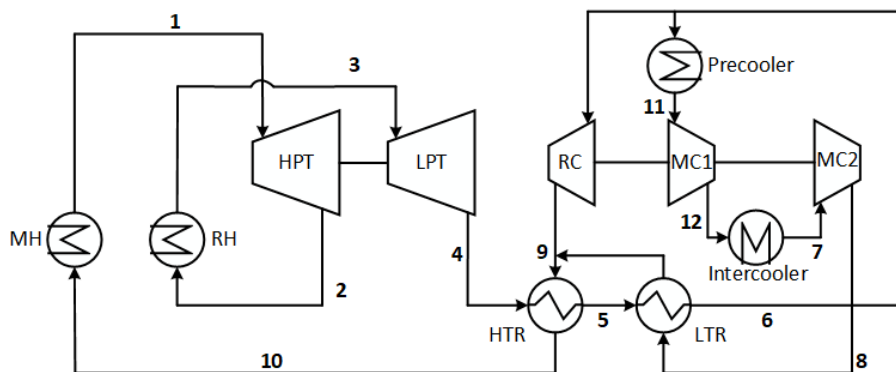


Figura 3 - 7: Esquema de ciclo Brayton con intercooling en el compresor principal

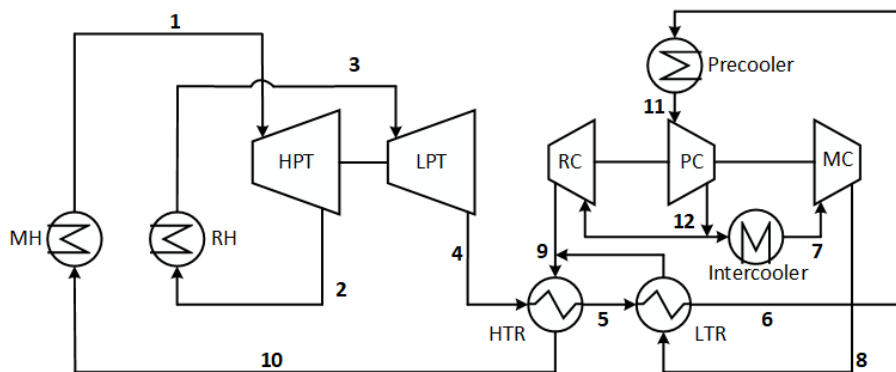


Figura 3 - 8: Esquema de ciclo Brayton con partial cooling

Las expresiones para el desempeño de turbinas y compresores se realizan definiendo una eficiencia isentrópica. Para los compresores esta expresión es similar a la de las bombas del ciclo Rankine:

$$\eta_{is,Comp} = \frac{h_{out,is} - h_{in}}{h_{out,r} - h_{in}} \quad eq. 3.17$$

Las ecuaciones para el cálculo de eficiencias energéticas y exergéticas descritas en secciones anteriores siguen siendo válidas para este modelo. Se muestran en eq. 3. 18 y eq. 3. 19 las eficiencias del ciclo Brayton con intercooling en el compresor principal. Para el otro modelo las ecuaciones son similares.

$$\eta_{Brayton-IC} = \frac{W_{net}}{q_{in}} = \frac{W_{HPT} + W_{LPT} - W_{RC} - W_{MC1} - W_{MC2}}{q_{MH} + q_{RH}} \quad eq. 3.18$$

$$\xi_{Brayton-IC} = \frac{x_{rec}}{x_{exp}} = \frac{W_{net}}{x_{qMH} + x_{qRH}} \quad eq. 3.19$$

Adicionalmente, para que el modelo quede correctamente definido [83] es necesario agregar las siguientes expresiones:

$$P_{reheat} = \frac{P_{max} + P_{min}}{2} \quad eq. 3.20$$

$$RPR = \frac{\frac{P_{max}}{P_{int}} - 1}{\frac{P_{max}}{P_{min}} - 1} \quad eq. 3.21$$

La ecuación eq. 3. 20 expresa que la presión de recalentamiento es el promedio de las presiones máximas y mínimas del ciclo. La ecuación eq. 3. 21 define un nuevo parámetro llamado Ratio of pressures ratio que relaciona la presión intermedia de intercooling (puntos 7 y 12) con las otras presiones del ciclo. Por tanto, para resolver el sistema de ecuaciones si se tiene establecida la presión máxima, se requiere maximizar la eficiencia optimizando la presión mínima e intermedia. Otro parámetro importante de estos modelos es el Split Ratio (eq. 3. 22), definido como la relación entre el flujo másico del compresor principal (punto 7) y la masa total a la salida de las turbinas (punto 4). El modelo fue validado por unidad de masa de CO₂ en las turbinas, por lo que este parámetro se calcula mediante el balance de energía en LTR según eq. 3. 23.

$$SR = \frac{\dot{m}_7}{\dot{m}_4} \quad eq. 3.22$$

$$h_5 + SR \cdot h_8 = h_6 + SR \cdot h_9 \quad \text{eq. 3. 23}$$

La validación fue realizada usando los resultados obtenidos por Turchi et al. (2013) En esa publicación se usó el modelo de efectividad-NTU para modelar los regeneradores HTR y LTR como intercambiadores a contraflujo, y se establece una efectividad para el intercambiador HTR y otra para el flujo total caliente (Estados 4 a 6) por lo que la efectividad del LTR queda constreñida. Las expresiones para evaluar estas efectividades se muestran en las siguientes ecuaciones. En todas estas se mide el desempeño de la transferencia de calor dividiendo el calor real entregado por el fluido caliente, entre el calor ideal si la temperatura del fluido caliente alcanzara la temperatura de entrada del fluido frío.

$$\varepsilon_{HTR} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h(P_5, T_9)} \quad \text{eq. 3. 24}$$

$$\varepsilon_{Hot\ stream} = \frac{h_4 - h_6}{h_4 - h(P_6, T_8)} \quad \text{eq. 3. 25}$$

$$\varepsilon_{LTR} = \frac{h_5 - h_6}{h_5 - h(P_6, T_8)} \quad \text{eq. 3. 26}$$

Debido a que las propiedades del CO₂ varían cerca del punto crítico se hace necesario la discretización de los intercambiadores HTR y LTR para validar mediante análisis pinch si se incumple la segunda ley termodinámica. El modelo de discretización usado fue el de Nellis y Klein (2008) [89]. Este modelo se basa en dividir cada intercambiador en sub intercambiadores (Figura 3 - 9) cada uno con una fracción igual del calor total y calcular el UA (coeficiente global de transferencia de calor) de cada uno.

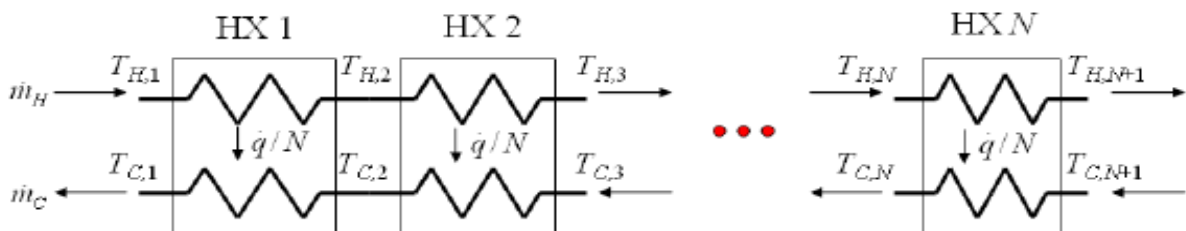


Figura 3 - 9: Modelo de discretización de intercambiador de calor a contraflujo (Extraído de [89])

Una vez resuelto el modelo del ciclo Brayton se procedió a discretizar los intercambiadores. Conociendo los estados de entrada y salida del fluido caliente (o frío) y los flujos máxicos, se expresa la cantidad de calor total como sigue:

$$\dot{q} = \dot{m}_H(h_{H,in} - h_{H,out}) \quad eq. 3. 27$$

En vista que se conoce también los estados del fluido frío. Las entalpías en cada punto quedan definidas mediante:

$$h_{H,i+1} = h_{H,i} - \frac{\dot{q}}{N \cdot \dot{m}_H} \quad para i = 1 \dots N \quad eq. 3. 28$$

$$h_{C,i+1} = h_{C,i} - \frac{\dot{q}}{N \cdot \dot{m}_C} \quad para i = 1 \dots N \quad eq. 3. 29$$

Conociendo todos los estados, se aplica la solución $\varepsilon - NTU$ a cada sub intercambiador. Las tasas de capacitancia, efectividades, NTU y UA se calculan como se muestra a continuación:

$$\dot{C}_{H,i} = \dot{m}_H \frac{(h_{H,i} - h_{H,i+1})}{(T_{H,i} - T_{H,i+1})} \quad para i = 1 \dots N \quad eq. 3. 30$$

$$\dot{C}_{C,i} = \dot{m}_C \frac{(h_{C,i} - h_{C,i+1})}{(T_{C,i} - T_{C,i+1})} \quad para i = 1 \dots N \quad eq. 3. 31$$

$$C_{R,i} = \frac{MIN(\dot{C}_{H,i}, \dot{C}_{C,i})}{MAX(\dot{C}_{H,i}, \dot{C}_{C,i})} \quad para i = 1 \dots N \quad eq. 3. 32$$

$$\varepsilon_i = \frac{\dot{q}/N}{MIN(\dot{C}_{H,i}, \dot{C}_{C,i})(T_{H,i} - T_{C,i+1})} \quad para i = 1 \dots N \quad eq. 3. 33$$

$$NTU_i = \frac{\ln\left(\frac{1 - \varepsilon_i C_R}{1 - \varepsilon_i}\right)}{1 - C_R} \quad si C_R < 1 \quad para i = 1 \dots N \quad eq. 3. 34$$

$$NTU_i = \frac{\varepsilon_i}{1 - \varepsilon_i} \quad si C_R = 1 \quad para i = 1 \dots N$$

$$UA_i = NTU_i \text{MIN}(\dot{C}_{H,i}, \dot{C}_{C,i}) \text{ para } i = 1 \dots N$$

eq. 3. 35

En la Tabla 3 - 6 se resumen los parámetros usados en Turchi et al. (2013) para validación.

Tabla 3 - 6: Parámetros para validación de ciclo Brayton

Parámetro	Unidad	Valor
Eficiencia isentrópica de turbinas	%	93
Eficiencia isentrópica de compresores	%	89
Efectividad de HTR y Hot stream	%	97
Mínimo TTD	°C	5
Temperatura de entrada de turbinas	°C	700
Temperatura de entrada de compresores	°C	45, 60
Presión máxima	MPa	25

En la Tabla 3 - 7 se presentan los resultados de la validación para ambos modelos de ciclo Brayton. El modelo fue resuelto usando el algoritmo de optimización de EES para encontrar los valores de presión mínima e intermedia que maximizaban la eficiencia. Los resultados se encuentran bastantes cercanos a los de la referencia, con errores relativos que no superan el 3% por lo que los modelos se dan por validados. Las temperaturas de entrada de los compresores que se usaron limitan la eficiencia del proceso. En la publicación se usaron valores altos ya que se estudiaba el enfriamiento del ciclo con aire. Si se tiene un cuerpo de agua, esta temperatura puede bajar hasta 32 °C (cerca del punto crítico del CO₂) y mejorar el desempeño. Asumiendo un ambiente de 15 °C y 1 atm las eficiencias exergeticas rondan el 80% para ambos ciclos.

Tabla 3 - 7: Resultados de validación de modelo Brayton

Ciclo	TIT [°C]	CIT [°C]	ε -HTR	ε -LTR			η_{cycle}		
				Mod.	Ref.	Error [%]	Mod.	Ref.	Error [%]
Partial cooling cycle	700	45	0.97	0.88	0.88	0.32%	0.522	0.522	0.08%
	700	60	0.97	0.87	0.87	0.01%	0.499	0.500	-0.24%
Main- compression intercooling	700	45	0.97	0.91	0.90	0.76%	0.538	0.526	2.26%
	700	60	0.97	0.91	0.90	0.74%	0.515	0.503	2.47%

Tabla 3 – 7. (Continuación)

Ciclo	TIT [°C]	CIT [°C]	ϵ -HTR	RPR			r		
				Mod.	Ref.	Error [%]	Mod.	Ref.	Error [%]
Partial cooling cycle	700	45	0.97	0.37	0.37	-0.57%	5.02	5.0	0.48%
	700	60	0.97	0.33	0.33	0.21%	4.48	4.5	-0.38%
Main- compression intercooling	700	45	0.97	0.59	0.60	-2.38%	3.67	3.6	1.89%
	700	60	0.97	0.53	0.54	-2.02%	3.39	3.3	2.70%

En las figuras siguientes se muestra el resultado de la discretización. Primero se analizó la sensibilidad del UA total de cada intercambiador versus el número de sub divisiones y de acuerdo a la Figura 3 - 10 y Figura 3 - 11 se llegó a la conclusión que a partir de 10 sub intercambiadores se obtenían buenos resultados con un mínimo de costo computacional. En la validación realizada se estableció para los intercambiadores un mínimo TTD a 5°C. Se observa en la Figura 3 - 12 y Figura 3 - 13 que el perfil de temperatura en HTR y LTR cumple con esta condición.

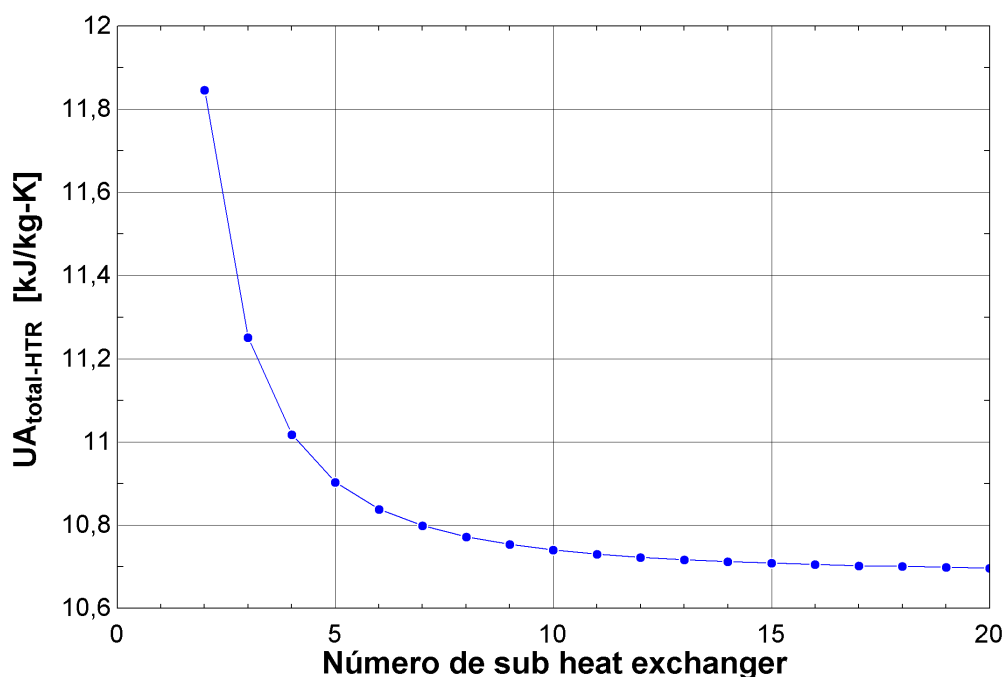


Figura 3 - 10: Comparación UA total de HTR vs número de sub intercambiadores (Partial cooling)

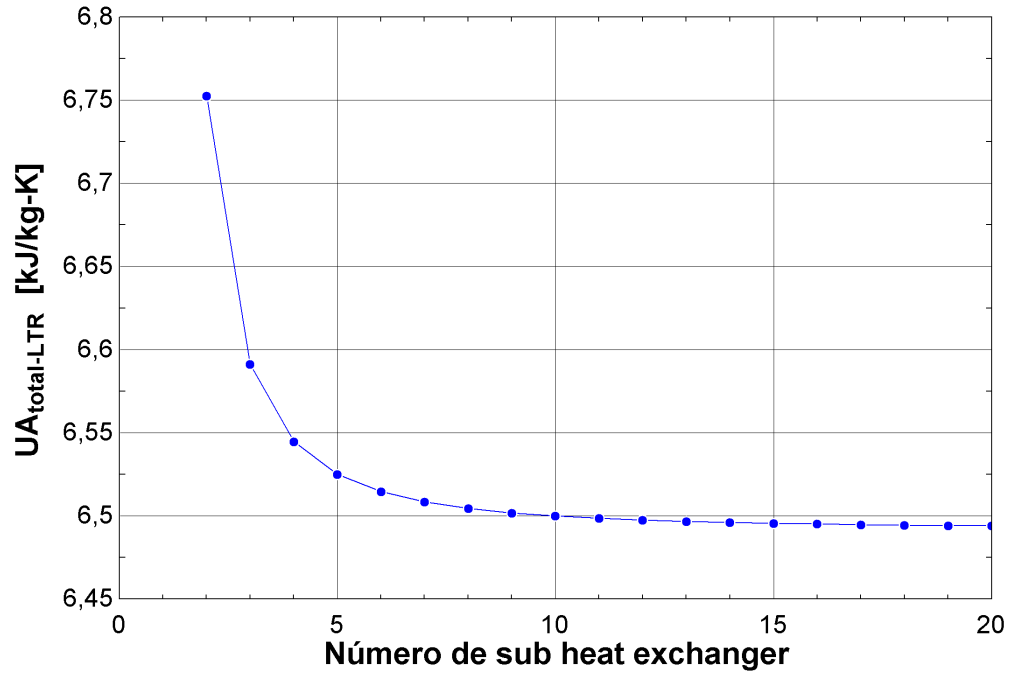


Figura 3 - 11: Comparación UA total de LTR vs número de sub intercambiadores (Partial cooling)

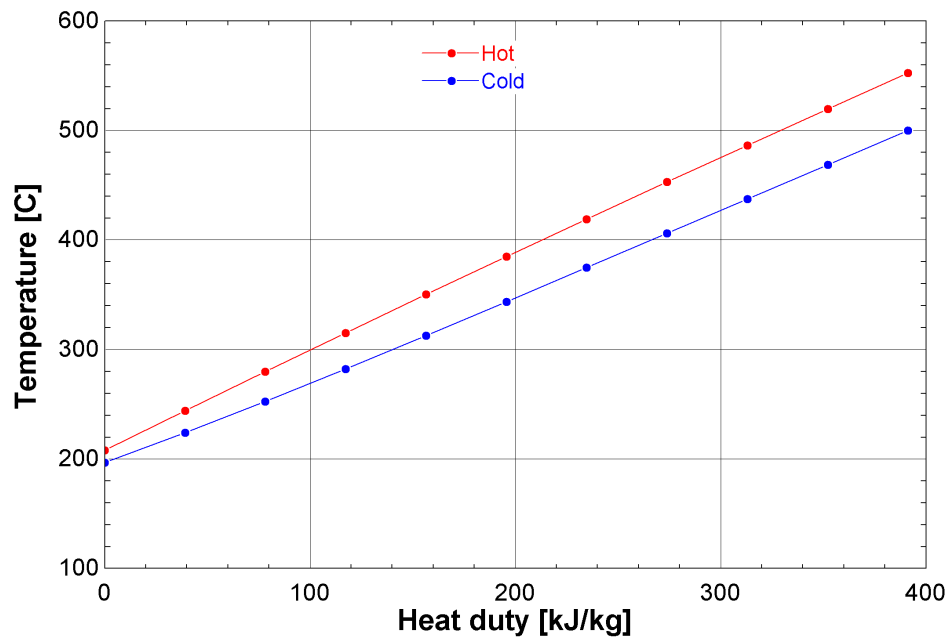


Figura 3 - 12: Discretización de intercambiador HTR (Partial cooling)

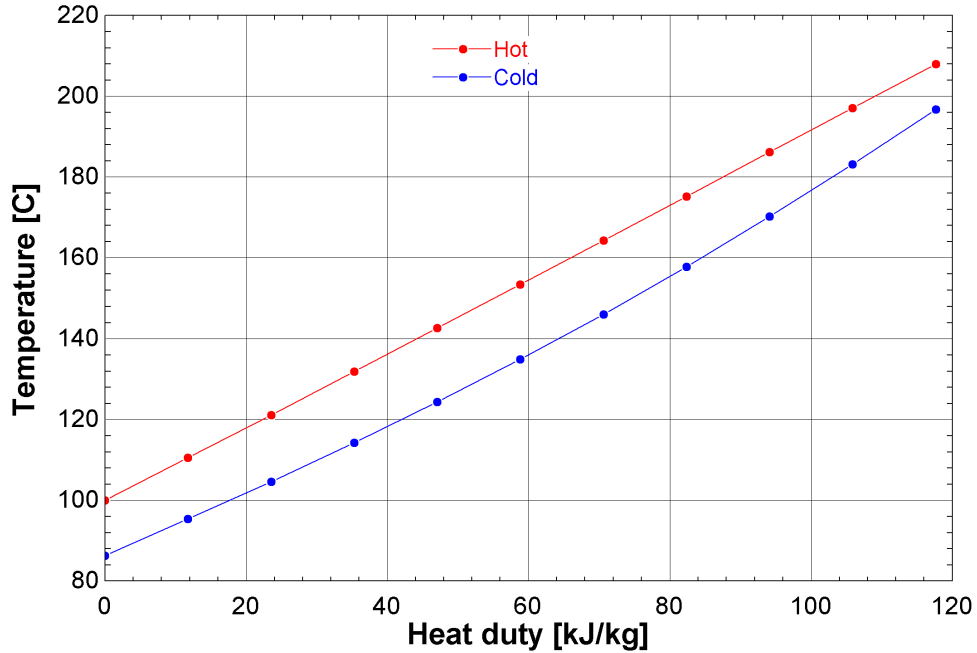


Figura 3 - 13: Discretización de intercambiador LTR (Partial cooling)

3.1.2 Ciclo de carga (Power to Heat)

El modelo para el ciclo de carga está basado en el sistema de bomba de calor de Vinnemeier et al. (2016) [23], [65]. Este consiste en un ciclo Brayton invertido con recuperación, que es probado con tres fluidos de trabajo diferentes, CO₂, Aire y Argón. Con el CO₂ el ciclo obtenido en el diagrama T-s es transcrito (con respecto a la temperatura y presión) para la mayoría de condiciones de operación estudiadas; por su parte el uso de Aire y Argón, al manejarlos como gases ideales lejos del punto crítico, dan como resultado ciclos supercríticos con desempeño similar. El esquema general de la bomba de calor con recuperación es mostrado en la Figura 3 - 14.

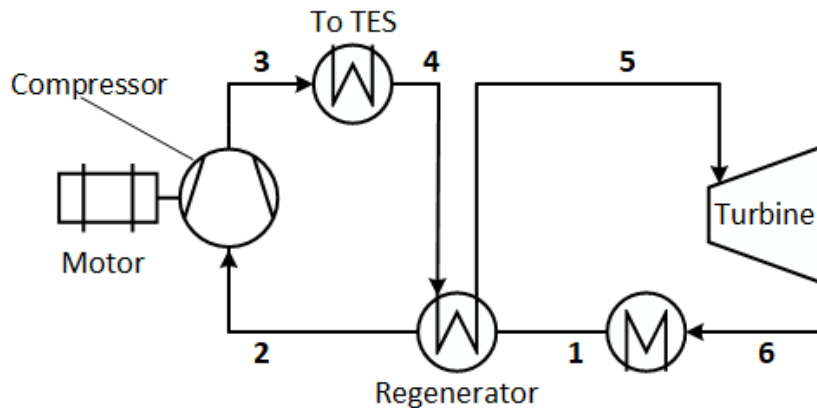


Figura 3 - 14: Esquema de la bomba de calor usada para el ciclo de carga

En este sistema el fluido de trabajo es comprimido entre los estados 2 y 3, aumentando su temperatura y presión. Para los sistemas PTES es muy importante este diferencial de temperatura generado en el compresor, por lo que no se requiere intercooling interno como ocurre en la mayoría de equipos de este tipo que hay en la industria de refrigeración, en donde se busca lo contrario, que el calentamiento del fluido sea el mínimo posible. Por tanto, el desempeño del compresor queda especificado con la presión y temperatura máxima alcanzada y la eficiencia isentrópica. Entre los estados 3 y 4 el calor es entregado al sistema de almacenamiento térmico (TES). Luego el fluido de trabajo pasa por un regenerador y entre los estados 5 y 6 es expandido en la turbina para recuperar trabajo. Entre los estados 6 y 1 el fluido de trabajo aumenta su temperatura, recibiendo calor del ambiente, y el ciclo es cerrado cuando el fluido pasa por el regenerador hasta llegar hasta el estado 2. La tasa de recuperación de calor en el regenerador expresada en la eq. 3. 36 se definió como en Vinnemeier et al. (2016) de acuerdo a la temperatura del estado 4 respecto de la máxima en el estado 3 y la temperatura ambiente T_{∞} .

$$\gamma_{HP} = \frac{T_4 - T_{\infty}}{T_3 - T_{\infty}} \quad \text{eq. 3. 36}$$

En la Tabla 3 - 8 se resumen los parámetros de operación usados para la validación del modelo de la bomba de calor. En este modelo de bomba de calor como se ha hablado anteriormente se extrae calor del aire ambiente, el cual está a una temperatura de 15 °C y presión de 1 atm. La temperatura máxima T_3 y tasa de recuperación γ_{HP} fueron parametrizados en [23] para el estudio de diferentes rangos de temperatura del calor proveído por la bomba de calor en diversas aplicaciones de generación de potencia. Sin embargo, para la validación también se usó el resultado de [65] con un caso específico de centrales a base de carbón. La mínima diferencia de temperaturas en el regenerador, e intercambiador de calor con el ambiente, es ilustrada en Figura 3 - 15. Las presiones de operación son sujetas a optimización para lograr la máxima eficiencia exergética posible. Para la eficiencia isentrópica del compresor, debido a que genera la mayor cantidad de irreversibilidades se escogió un valor conservador del 80%.

Tabla 3 - 8: Parámetros para validación de bomba de calor

Parámetro	Unidad	Valor
Temperatura ambiente (T_{∞})	°C	15
Temperatura máxima (T_3)	°C	Variable
Tasa de recuperación (γ_{HP})	-	Variable
Mínimo TTD	°C	5
Diferencia de temperatura en evaporador (ΔT_{eva})	°C	15
Presión máxima	MPa	Optimización
Presión mínima	MPa	Optimización
Eficiencia isentrópica del compresor	%	80
Eficiencia isentrópica de la turbina	%	90

Para la realización de la optimización además, se necesitó establecer los valores límites de la presión máxima y mínima. En la Figura 3 - 15 (ciclo supercrítico) y Figura 3 - 16 (ciclo transcrito) se muestran los diagramas T-s de los ciclos para la bomba de calor y se ilustra gráficamente las restricciones para optimización.

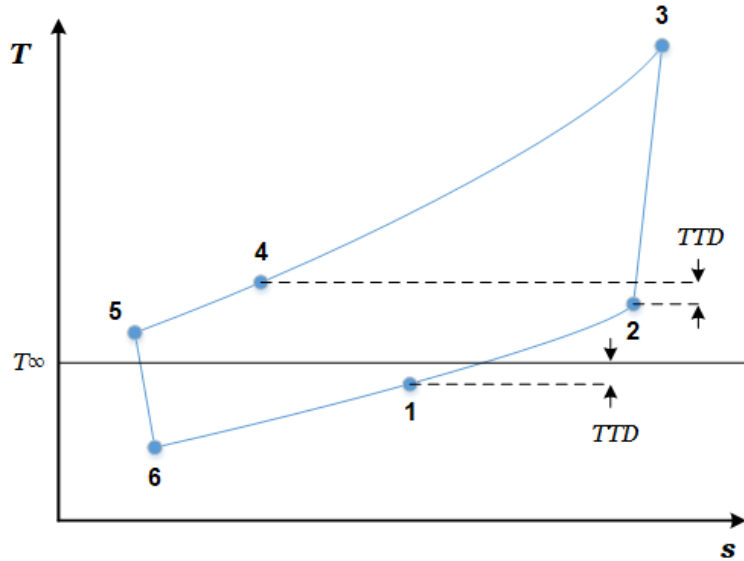


Figura 3 - 15: Diagrama T-s supercrítico de ciclo de bomba de calor (Adaptado de [23])

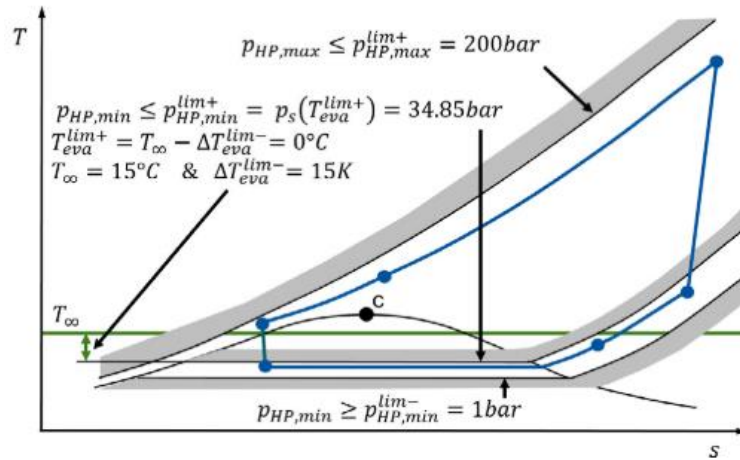


Figura 3 - 16: Diagrama T-s transcrito de ciclo de bomba de calor y restricciones para optimización (Extraído de [23])

El límite superior para la presión máxima establecido en 20 MPa que obedece según Vinnemeier et al. (2016) a consideraciones económicas en el diseño de los compresores necesarios para este tipo de ciclos. Para la presión mínima de operación se estableció un límite inferior de 0.1 MPa para evitar problemas de vacío en la entrada de aire en los sellos del compresor. En el caso de los ciclos transcritos con CO₂, es necesario establecer un límite superior como se muestra en la Figura 3 - 16. Este límite fue definido con el

diferencial de temperatura ΔT_{eva} en el evaporador respecto de la temperatura ambiente, para que el dispositivo fuera compacto. Sin embargo, esta diferencia de temperatura debería ser lo mínima posible para disminuir la generación de entropía. El límite superior para la presión mínima es por tanto la presión de saturación del CO₂ a 0 °C que es 3.485 MPa. En la temperatura del estado 6 se establece una condición adicional y se impone un límite inferior de 20 °C por encima del punto triple en el caso del CO₂ y del punto crítico en el caso del aire y Argón. La eficiencia exergética para este ciclo fue calculada con la eq. 3. 37, similarmente a lo expresado en la eq. 3. 7. Esta eficiencia es denominada como COEP (Coefficient Of Exergetic Performance) por Vinnemeier et al. (2016) en analogía al COP de las bombas de calor, el cual fue calculado con la eq. 3. 38.

$$\xi_{P2H} = COEP = \frac{x_{rec}}{x_{exp}} = \frac{x_{q,out}}{w_{net}} = \frac{ex_3 - ex_4}{w_{compressor} - w_{turbine}} \quad eq. 3. 37$$

$$COP = \frac{q_{out}}{w_{net}} = \frac{h_3 - h_4}{w_{net}} \quad eq. 3. 38$$

El sistema de ecuaciones es resuelto al optimizar las presiones para maximizar la eficiencia exergética del ciclo. Lo anterior fue realizado para un rango de temperaturas máximas de 50-650 °C y tasas de recuperación de 0-0.95 y se obtuvieron los gráficos de Figura 3 - 17 y Figura 3 - 18, que concuerdan con los resultados obtenidos en [23] La línea azul que limita los gráficos del COEP es resultado de la restricción en la temperatura mínima de los ciclos impuesta en el estado 6.

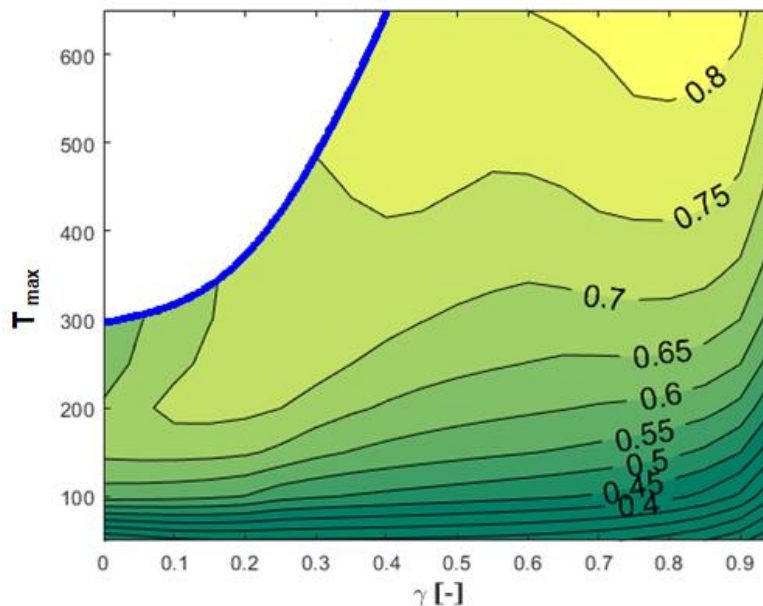


Figura 3 - 17: Parametrización de COEP para validación de bomba de calor con CO₂

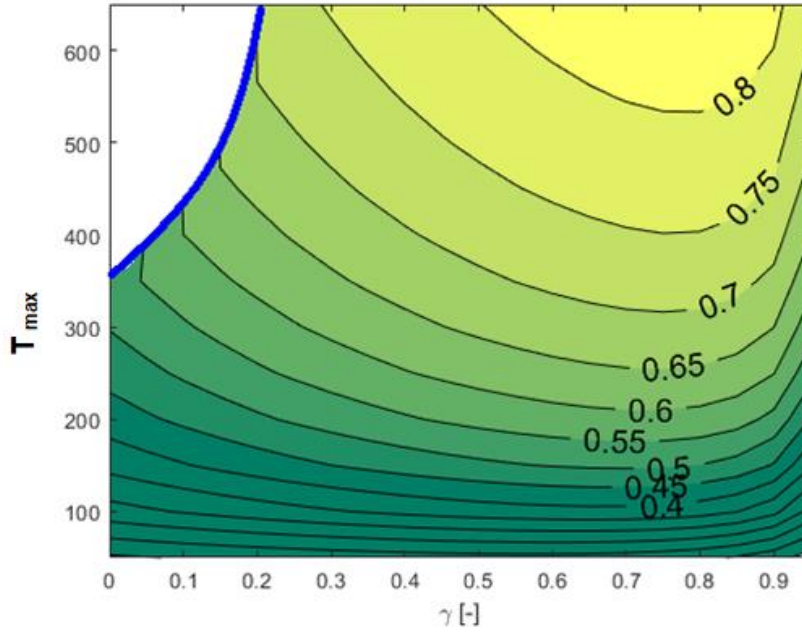


Figura 3 - 18: Parametrización de COEP para validación de bomba de calor con Aire

Para la validación del modelo son realizadas además otras comparaciones. La primera es mostrada en la Tabla 3 - 9. En esta se muestra la variación de COEP que se produce al variar las eficiencias isentrópicas de las turbomáquinas (como fue realizado por Vinnemeier et al. (2016) en la Figura 3 - 19) en un punto específico del gráfico paramétrico del COEP, en este caso temperatura máxima de 300 °C y tasa de recuperación de 0.4.

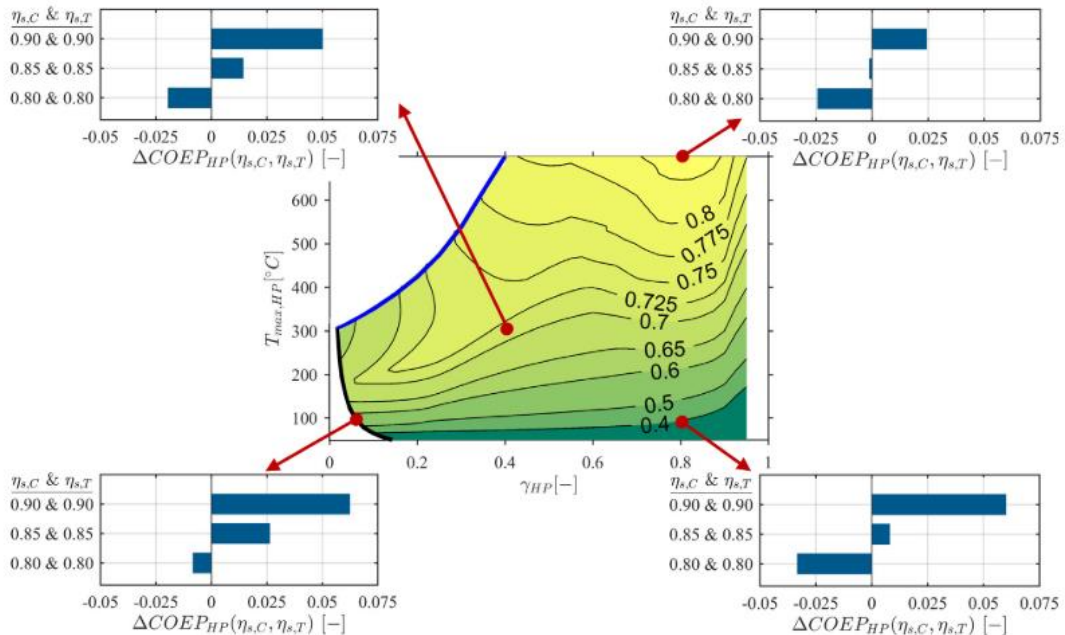


Figura 3 - 19: Variación del COEP con respecto a las eficiencias isentrópicas de las turbomáquinas (Extraído de [23])

Tabla 3 - 9: Comparación de la variación del COEP con la eficiencia isentrópica en $T_{max} = 300 \text{ }^\circ\text{C}$ y $\gamma_{HP} = 0.4$

η is-turbina	η is-compresor	COEP	Delta Ref	Delta Modelo	Error [%]
0.9	0.8	0.7143			
0.9	0.9	0.7645	0.05	0.0502	-0.400
0.85	0.85	0.7287	0.0145	0.0144	0.690

Como esta comparación está limitada por la resolución del gráfico en la Figura 3 - 19, una tercera validación es realizada con los resultados [65] en los que se estudia la RTE de integración de la bomba de calor a un ciclo Rankine de descarga. La temperatura máxima de esta bomba es $575 \text{ }^\circ\text{C}$ y la temperatura en el estado 4 es $300 \text{ }^\circ\text{C}$ resultando en un γ_{HP} de 0.5089. Los parámetros asumidos en la referencia para el cálculo de la RTE según la eq. 3. 2 son descritos en la Tabla 3 - 10, exceptuando el COEP, el cual es calculado mediante la optimización del modelo de la bomba de calor en EES. La comparación es mostrada en la Tabla 3 - 11. Como se observa en las tablas anteriores los errores relativos no superan el 2% por lo que se da por validado el modelo de carga.

Tabla 3 - 10: Eficiencia exergética de subprocesos para cálculo de RTE y validación del modelo de bomba de calor

Motor	COEP	HP-storage	Storage	Storage-WSC	WSC	Generator
0.99	0.7807	0.99	0.99	0.99	0.85	0.99

Tabla 3 - 11: Comparación de RTE para validación del modelo de bomba de calor en $T_{max} = 575 \text{ }^\circ\text{C}$ y $\gamma_{HP} = 0.5089$

Parámetro	Unidad	Ref.	Modelo	Error [%]
Presión máxima	MPa	20	20	0.00
Presión mínima	MPa	2.922	2.951	-0.992
Relación de presiones	-	6.85	6.778	1.051
RTE	-	0.63	0.631	-0.170

Destrucción de exergía en el ciclo de carga

Los estudios del análisis exergético en los sistemas PTES no son tan extendidos como los realizados para los ciclos de descarga con vapor y CO_2 supercrítico, en este trabajo por tanto, se realizó un estudio detallado de la destrucción de exergía total en la bomba de calor, la destruida por componente y la eficiencia exergética de cada uno de estos. Las ecuaciones para este cálculo son mostradas a continuación y están basadas en eq. 3. 3, eq. 3. 4, eq. 3. 5 definidas anteriormente. La ecuación eq. 3. 39 fue usada para el cálculo de la exergía destruida total en el ciclo de la bomba de calor. Otra forma de cálculo es usando eq. 3. 6 y sumar las exergías destruidas de cada componente.

$$x_{d\ total,P2H} = x_{exp} - x_{rec} = W_{net} - x_{q,out} \quad eq. 3. 39$$

- Compresor

$$ex_2 + W_{compressor} = ex_3 + x_{d,compressor} \quad eq. 3. 40$$

$$\xi_{compressor} = \frac{x_{rec}}{x_{exp}} = \frac{ex_3 - ex_2}{W_{compressor}} \quad eq. 3. 41$$

- Turbina

$$ex_5 = W_{turbine} + ex_6 + x_{d,turbine} \quad eq. 3. 42$$

$$\xi_{turbine} = \frac{x_{rec}}{x_{exp}} = \frac{W_{turbine}}{ex_3 - ex_2} \quad eq. 3. 43$$

- Regenerador

$$ex_4 + ex_1 = ex_5 + ex_2 + x_{d,regenerator} \quad eq. 3. 44$$

$$\xi_{regenerator} = \frac{x_{rec}}{x_{exp}} = \frac{ex_2 - ex_1}{ex_4 - ex_5} \quad eq. 3. 45$$

- Evaporador

La exergía destruida en el evaporador fue calculada indirectamente con la entropía generada en el ingreso de calor proveniente del ambiente a temperatura constante. Una consecuencia de que el volumen de control no tome en cuenta al fluido caliente (aire en este caso), es decir, que no se consideren los cambios de temperatura de este fluido y que se asuma a temperatura constante, es que no se pueda calcular una eficiencia exergética para este dispositivo. De esta forma, el fluido frío de la bomba de calor al pasar por el evaporador destruye exergía únicamente. Si por el contrario se modelan condiciones reales y la temperatura varía en el lado caliente, la exergía destruida es modelada como en el regenerador y en ese caso se modifica la eq. 3. 39 para incluir la exergía aportada por el ambiente (Como se indica en la eq. 3. 3).

$$s_6 + s_{gen,evaporator} = s_1 - \frac{q_L}{T_L} \quad ; \quad q_L = h_1 - h_6 \quad ; \quad T_L = T_{amb} [K] \quad eq. 3. 46$$

$$x_{d,evaporator} = T_L s_{gen,evaporator} \quad eq. 3. 47$$

La exergía destruida y eficiencia exergética del condensador es evaluada en una sección posterior ya que es fundamental para la integración del ciclo de carga con el sistema de almacenamiento térmico TES y así formar el sistema PTES.

Bomba de calor con calentador eléctrico en serie

De acuerdo a [23] y [66] los compresores con CO₂ supercrítico disponibles en la actualidad tienen una temperatura máxima en el rango de 450-480 °C, principalmente porque en la industria no se ha necesitado hasta ahora un diferencial de temperatura alto en los compresores, y se usa al contrario intercooling para mantener este incremento lo más bajo posible. Además de los sistemas PTES, otra tecnología de almacenamiento de electricidad con más desarrollo como CAES (Compressed Air Electricity Storage) está promoviendo el diseño de compresores con temperaturas máximas más altas. Por su parte los compresores de aire pueden alcanzar temperaturas de hasta 600 °C. Esto fue tenido en cuenta en el presente trabajo, y por lo tanto se realizó un modelo adicional para la bomba de calor con CO₂ en el que se tiene en cuenta el límite de temperatura máxima y se agrega un calentador eléctrico en serie, para llevar la temperatura del fluido del TES hasta las especificaciones de los ciclos de descarga descritos en secciones anteriores. En la Figura 3 - 20 se muestra un esquema de este modelo.

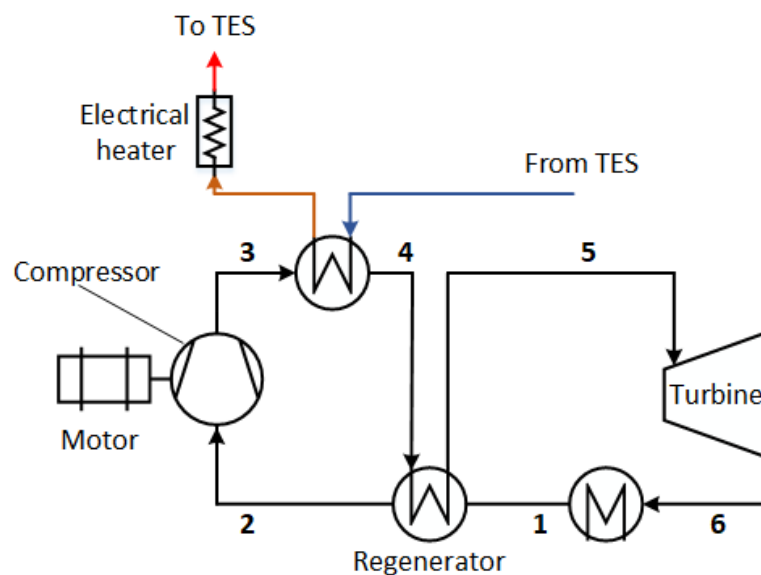


Figura 3 - 20: Adición de calentador eléctrico en serie a bomba de calor

En este modelo el fluido del TES ingresa al condensador de la bomba de calor con una temperatura de entrada baja ($T_{TES,in}$) y sale de este con una temperatura intermedia ($T_{TES,int}$). Luego pasa por el calentador eléctrico que le aporta calor para que alcance la temperatura de salida alta ($T_{TES,out}$). El COEP y COP de la bomba de calor son calculados similarmente con las ecuaciones eq. 3. 37 y eq. 3. 38. Pero con la adición del calentador eléctrico es posible calcular una eficiencia exergética y COP individuales para este, pero también en conjunto para los dos sistemas. El COP del calentador eléctrico siempre está en un valor de uno ya que todo el trabajo eléctrico se convierte en calor y por tanto en aumento de temperatura. A continuación, se muestran los cálculos de eficiencia exergética y energética adicionales:

$$\xi_{EH} = \frac{x_{rec}}{x_{exp}} = \frac{ex_{TES,out} - ex_{TES,int}}{h_{TES,out} - h_{TES,int}} \quad eq. 3. 48$$

$$COEP_{P2H+EH} = \frac{x_{rec}}{x_{exp}} = \frac{ex_{TES,out} - ex_{TES,in}}{w_{EH} + f_{P2H}w_{net,P2H}} \quad eq. 3. 49$$

$$COP_{P2H+EH} = \frac{x_{rec}}{x_{exp}} = \frac{h_{TES,out} - h_{TES,in}}{w_{EH} + f_{P2H}w_{net,P2H}} \quad eq. 3. 50$$

El factor f_{P2H} se refiere a la fracción másica del fluido de la bomba de calor respecto a al flujo de másico del fluido de almacenamiento térmico. Esto fue calculado con un balance de energía que es analizado en la sección de intercambio de calor del ciclo de carga P2H y el TES. El trabajo $w_{net,P2H}$, es el neto específico por unidad de masa de la bomba de calor. La suma de este con el w_{EH} del calentador eléctrico resulta en el trabajo total de entrada al sistema PTES conjunto. La exergía destruida y eficiencia exergética de los dispositivos de la bomba de calor se calcula igual al modelo anterior, pero el análisis del calentador eléctrico y el condensador es llevado a cabo también en la sección de intercambio de calor con el TES.

3.1.3 Almacenamiento térmico

El sistema de almacenamiento térmico seleccionado para el modelo de integración PTES es el basado en almacenamiento de calor sensible con sales fundidas en dos tanques como el mostrado en la Figura 3 - 21. La selección fue realizada en base a que este tipo de sistema ya ha sido estudiado e implementado en varios proyectos, el rango de temperaturas de las sales fundidas se ajusta a los requerimientos de la mayoría de ciclos de descarga y que la tecnología de intercambiadores de calor y evaporadores de sales-vapor de agua son del estado del arte. Similarmente, se espera que los dispositivos para los ciclos de descarga Brayton alcancen un alto nivel de desarrollo a medida que estos sistemas pasen de la etapa

de estudio a la comercial. La sal fundida más usada es la conocida como sal solar que es una mezcla binaria de nitratos de potasio y sodio ($60\%NaNO_3 + 40\%KNO_3$) sin embargo en el presente trabajo se estudiaron cuatro diferentes alternativas.



Figura 3 - 21: Sistema de almacenamiento de 10 horas con sales fundidas para planta solar de 100 MW en Crescent Dunes, CA, USA [90]

Debido a que la sal solar tiene un rango limitado de temperaturas, las nuevas sales estudiadas tienen una temperatura de estabilidad térmica mayor o en su defecto una temperatura de fusión menor, así como distintos calores específicos, característica determinante en la transferencia de calor y tamaño de los sistemas. El análisis se complementa con los datos de densidad y costo para evaluar el desempeño global del TES. Dos sales son mezclas ternarias con Litio, una a base de nitratos ($53\% KNO_3 + 29\% LiNO_3 + 18\% NaNO_3$) y otra a base de carbonatos ($33,4\%Na_2CO_3 + 34,5\%K_2CO_3 + 32,1\%Li_2CO_3$) Y las otras dos son cloradas, una con mezcla binaria ($37,5\%MgCl_2 + 62,5\%KCl$) y otra ternaria ($8,1\%NaCl + 31,3\%KCl + 60,6\%ZnCl_2$) En la Tabla 3 - 12 se resumen las características termo-físicas de estas sales y en la Tabla 3 - 13 los precios estimados en USD, datos extraídos de diversas fuentes ([84], [91]–[94])

Tabla 3 - 12: Propiedades de las sales fundidas estudiadas

Sal	T_f [°C]	$T. max.$ [°C]	$T. mín. op.$ [°C]	$T. máx. op.$ [°C]	C_p [kJ/kg-K]	ρ [kg/m ³]
1. $60\%NaNO_3 + 40\%KNO_3$	238	585	270	565	1.55	1710
4. $53\% KNO_3 + 18\% NaNO_3 + 29\% LiNO_3$	120	580	150	560	1.64	1780
5. $33,4\%Na_2CO_3 + 34,5\%K_2CO_3 + 32,1\%Li_2CO_3$	398	800	430	780	1.79	2010
6. $37,5\%MgCl_2 + 62,5\%KCl$	426	800	456	780	1.03	1940
7. $8,1\%NaCl + 31,3\%KCl + 60,6\%ZnCl_2$	200	800	230	780	0.92	2080

Tabla 3 - 13: Costos de sales fundidas

Sal	Costo [\$/MT]	Costo [\$/kWh-th] $\Delta T=200$ K
60%NaNO ₃ + 40%KNO ₃	800	10
53% KNO ₃ + 18% NaNO ₃ +29% LiNO ₃	1790	20
33,4%Na ₂ CO ₃ + 34,5%K ₂ CO ₃ + 32,1%Li ₂ CO ₃	2500	28
37,5%MgCl ₂ + 62,5%KCl	350	6
8,1%NaCl + 31,3%KCl + 60,6%ZnCl ₂	800	18

Las temperaturas máximas y mínimas de operación son establecidas con los márgenes comunes de seguridad de la sal solar respecto a la temperatura de fusión y a la temperatura de estabilidad térmica.

Eficiencia exergética del sistema de almacenamiento

La eficiencia exergética de los sistemas de almacenamiento de calor sensible en general se analiza con modelos dinámicos y transientes en los que se estudia las pérdidas de calor de los tanques con la consecuente caída de temperaturas y en casos más reales, la mezcla entre el flujo de sales entrante y las contenidas en los tanques y la estratificación de la temperatura. La eficiencia exergética está determinada entonces, según Odenthal et al. (2017) [95] por la exergía que es realmente extraída en la descarga en relación a la que es proporcionada en el ciclo de carga, como se observa en la Figura 3 - 22.

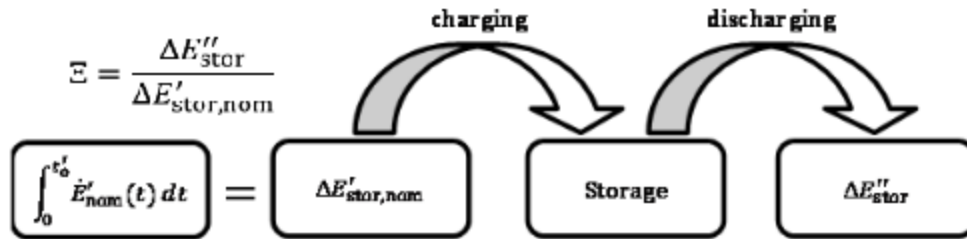


Figura 3 - 22: Esquema de flujo de exergía en el sistema de almacenamiento (Extraído de [95])

La eficiencia exergética de Odenthal et al. se reescribió con las ecuaciones eq. 3. 51 - eq. 3. 53 para incluir los conceptos de exergía recuperada y gastada usados hasta ahora. En estas T_{HT} y T_{CT} son las temperaturas de los tanques caliente y frío respectivamente. Los subíndices *charge* y *discharge* indican el periodo del ciclo de carga y descarga.

$$\xi_{storage} = \frac{X_{rec}}{X_{exp}} \quad eq. 3. 51$$

$$X_{exp} = \int_0^{t_{charge}} \dot{m}_{charge} [h(T_{HT,charge}) - h(T_{CT,charge}) - T_{amb}(s(T_{HT,charge}) - s(T_{CT,charge}))] dt \quad eq. 3. 52$$

$$X_{rec} = \int_0^{t_{discharge}} \dot{m}_{discharge} [h(T_{HT,discharge}) - h(T_{CT,discharge}) - T_{amb}(s(T_{HT,discharge}) - s(T_{CT,discharge}))] dt \quad eq. 3. 53$$

En el presente trabajo se aplicó hasta ahora un modelo de estado estacionario para los ciclos de carga y descarga, en el que se mantuvieron constantes las temperaturas de operación y por tanto se fijan las temperaturas del sistema de almacenamiento $T_{HT,discharge}$ y $T_{CT,discharge}$. Sin embargo, se implementó un modelo transiente sencillo para los periodos de standby (Entre el final de la carga y el inicio de la descarga, y luego entre el final de la descarga y el inicio de la carga del día siguiente) en el que hay una caída de temperatura, primero del tanque lleno con sales fundidas a máxima temperatura $T_{HT,charge}$ al final de la carga hasta $T_{HT,discharge}$; y luego del tanque a capacidad máxima con sales frías a $T_{CT,discharge}$ hasta $T_{CT,charge}$. La caída de temperatura en ambos casos fue modelada a partir de los resultados del trabajo de Zaversky et al. (2013) [96] en el que se realiza una simulación que tiene en cuenta las condiciones del gas dentro de los tanques, la variación de la temperatura ambiente, radiación solar y los modos de transferencia de calor. Para tanques de sales fundidas con temperatura de operación entre 565 y 290 °C las pérdidas de calor promedio son de 490 kW para el tanque caliente y 240 kW para el tanque frío, ambos a máxima capacidad. Este estudio fue realizado para tanques de 38.5 m de diámetro y 14 m de altura con un nivel máximo de sales de 13 m, y con un asilamiento específico para un total de 25 mil toneladas de sales fundidas aproximadamente.

Si bien las pérdidas de calor de los tanques varían con el nivel de sales fundidas como fue presentado en el trabajo de Rovira et al. (2014) [97], en el presente estudio para una primera aproximación sólo se toma en cuenta la caída de temperatura de los tanques en los periodos de standby definidos anteriormente. La duración de estos periodos se estableció de la siguiente forma: 7 horas para cada ciclo de carga y descarga, 2 horas de standby ($t_{standby}$) entre estos y un periodo de enfriamiento de 8 horas entre el final de la descarga y la próxima carga ($t_{cooldown}$). Adicionalmente se establece una potencia nominal en la descarga de 150 MW. De esta manera, con las ecuaciones eq. 3. 54 - eq. 3. 57 se realizó el cálculo de las temperaturas y flujos máxicos necesarios para la eficiencia exergética de la ecuación eq. 3. 58.

$$M_{salt} C p_{salt} (T_{HT,discharge} - T_{CT,discharge}) = MW t h_{salt,d} t_{discharge} \quad eq. 3. 54$$

$$M_{salt}Cp_{salt}(T_{HT,charge} - T_{HT,discharge}) = \dot{Q}_{loss,fullHT}t_{standby} \quad eq. 3. 55$$

$$\dot{Q}_{loss,fullHT} = 490 \text{ kW}$$

$$M_{salt}Cp_{salt}(T_{CT,discharge} - T_{CT,charge}) = \dot{Q}_{loss,fullCT}t_{cooldown} \quad eq. 3. 56$$

$$\dot{Q}_{loss,fullCT} = 240 \text{ kW}$$

$$MWth_{salt,c} = \frac{M_{salt}Cp_{salt}(T_{HT,charge} - T_{CT,charge})}{t_{charge}} \quad eq. 3. 57$$

$$MWth_{salt,c} = \dot{m}_{charge}[h(T_{HT,charge}) - h(T_{CT,charge})]$$

En la ecuación eq. 3. 54, $MWth_{salt,d}$ es la potencia térmica requerida en la entrada del ciclo de descarga (De este ciclo y con un balance de energía con las sales fundidas se obtiene el flujo másico de sales $\dot{m}_{discharge}$ como se verá en la sección de intercambio de calor) y con ella se calculó la masa total de sales necesaria M_{salt} . Luego con las ecuaciones eq. 3. 55 y eq. 3. 56 se calcularon las temperaturas de las sales en los tanques para el ciclo de carga (Estas se mantienen constantes durante todo el periodo de carga) En la eq. 3. 57 se obtiene el flujo másico de sales en la carga. Finalmente, también se calculó la eficiencia energética del almacenamiento similarmente a eq. 3. 51, usando flujos de energía.

Para las condiciones de temperatura evaluadas, tiempos de operación y potencia, la masa total de sales es aproximadamente la misma que en el estudio de referencia y se obtuvo una eficiencia exergética de alrededor del 99.8%, similar a la impuesta por Vinnemeier et al. (2016) pero más alta que en el caso de los resultados de Odenthal et al. en el que se realizó un modelo transiente donde se estudió el perfil de temperatura generado a lo largo de la altura de los tanques y se obtuvo una eficiencia del 98.6%, con la diferencia de que se impusieron caídas de temperatura en los tanques de 10 °C. Un resultado similar del orden del 98 % fue obtenido por Hameer y Niekerk (2015) [98] en tanques con temperatura máxima de 386 °C para aplicaciones de concentradores cilindro-parabólicos, que puede ser entendido en vista de que el potencial exergético es menor por la reducción de la temperatura máxima.

La caída de temperatura obtenida en el presente modelo fue de alrededor de 1 °C por día para ambos tanques a capacidad máxima, lo cual concuerda con los resultados de Zaversky et al. y Rovira et al. Este último trabajo realizado en tanques con temperatura máxima en el rango de 390 °C, por lo cual se espera que la eficiencia exergética no varíe demasiado para aplicaciones en el rango de los 538 y 600 °C. A partir de las pérdidas de calor reportadas por Zaversky et al. para tanques llenos a temperaturas de 290, 386 y 565 °C se

puede obtener una relación casi lineal, que evaluada en 600 °C resulta en una pérdida de calor de 525 kW y se pasa de una caída de temperatura de 1.2 °C a 1.4 °C, lo que resulta en eficiencias exergéticas muy similares si se tiene en cuenta los periodos de standby con los que se trabaja (2 y 8 horas). Sin embargo, teniendo en cuenta que los resultados de Zaversky et al. fueron obtenidos para una masa específica de sales y que en el presente trabajo se mantuvo constante la potencia y el tiempo de descarga y por tanto la masa de sales variaría al cambiar las temperaturas de operaciones, la pérdida de calor en los tanques se asume constante como una aproximación para la evaluación de la eficiencia exergética del almacenamiento en los modelos con diferentes temperaturas en los tanques. Dicha aproximación no influye demasiado en el resultado final de la RTE de los modelos, en vista de que la eficiencia exergética del almacenamiento para las condiciones estudiadas es tan alta, que podría ser omitida y trabajar con temperaturas constantes para los tanques entre la carga y descarga.

3.1.4 Intercambio de calor TES-H2P

El intercambio de calor entre el sistema de almacenamiento térmico y el ciclo descarga fue modelado mediante intercambiadores a contraflujo y consideraciones para la temperatura de entrada y salida de las sales fundidas, que varían de acuerdo a la integración con cada ciclo de descarga estudiado. A continuación, se presenta el modelo detallado para cada uno de estos.

TES-WSC Rankine subcrítico

El esquema del sistema de descarga basado en el ciclo Rankine de vapor subcrítico fue presentado en la Figura 3 - 4. Este sistema fue originalmente extraído de una planta de generación eléctrica en la que el generador de vapor funcionaba con los gases de la combustión de carbón. Como se observa en esta figura, el esquema fue modificado para modelar la entrada de calor al sistema mediante cuatro intercambiadores de calor a contraflujo, tres de ellos participan en la generación de vapor y son el precalentador, evaporador y sobrecalentador; y el otro está en la etapa de recalentamiento. Debido a que los ciclos Rankine de las centrales de carbón comparten parámetros de operación similares a aquellos ciclos de descarga de los sistemas CSP, la integración del sistema de almacenamiento térmico TES, en este caso sales fundidas, es realizada de la forma presentada en Gómez et al. (2018) [99] como se muestra en la Figura 3 - 23.

De esta manera, la temperatura de las sales fundidas a la salida del recalentador es igual a la de la salida del sobrecalentador ($T_{salt,2} = T_{salt,3} = T_{salt,4}$), lo cual ayuda a aumentar la eficiencia exergética debido a que la diferencia de temperatura a la cual se lleva a cabo la transferencia de calor disminuye. Este comportamiento se observa en la Figura 3 - 24. El flujo másico de las sales se divide entre el sobrecalentador y recalentador, lo cual permite que el perfil de temperatura entre el estado 1 y 2 de las sales sea más ajustado al perfil del vapor entre los estados 2 y 3. Para determinar la eficiencia exergética del intercambio de

calor es necesario asignar la temperatura máxima de las sales en $T_{salt,1}$ y el Pinch Point que se genera en el estado 1 cuando hay líquido saturado a la entrada del evaporador.

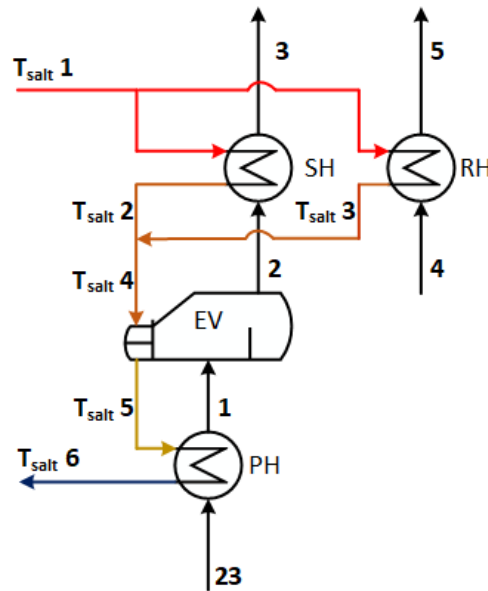


Figura 3 - 23: Integración TES y ciclo Rankine subcrítico

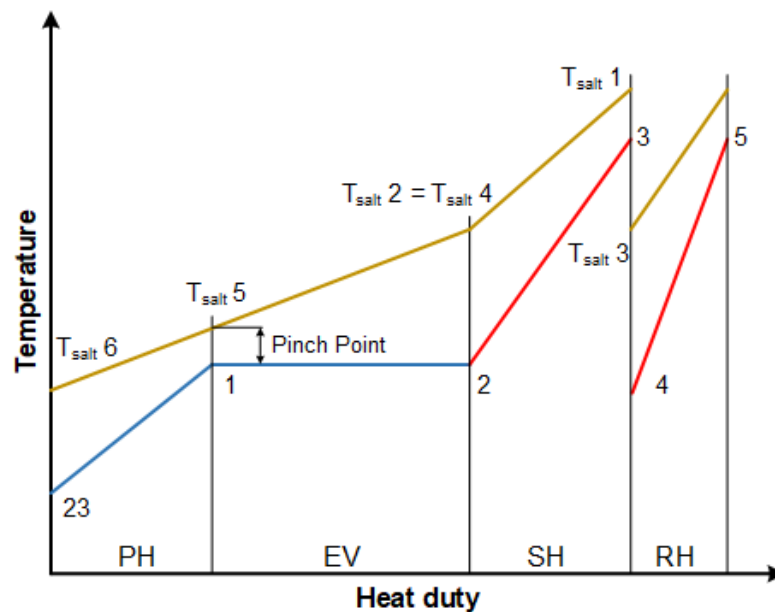


Figura 3 - 24: Perfil de temperatura de integración de TES y ciclo Rankine subcrítico (Adaptado de [99])

Para la temperatura máxima de las sales se establece un delta de temperatura de 15 K por encima de la temperatura máxima de salida del vapor en el estado 3 [99]. El análisis de optimización económico llevado a cabo por Gonzalez et al. (2017) [100] muestra que para los sistemas CSP un Pinch Point de 2.6 °C minimiza el costo anualizado del proceso, sin embargo esta consideración es el resultado de tener en cuenta el costo de bombeo en el

recibidor de la torre central. Por lo que el Pinch Point para el presente trabajo se estableció conservativamente en 5 °C, que está en el rango sugerido por la NREL según Gonzalez et al. (2017). Conociendo los estados de vapor, las fracciones másicas del ciclo Rankine y como sal fundida la mezcla 60%NaNO₃ + 40%KNO₃ las ecuaciones mostradas a continuación se usaron para calcular la eficiencia exergética por unidad de masa de vapor producido en el estado 3.

$$f_{salt,6}(h_{salt,5} - h_{salt,6}) = h_1 - h_{23} \quad eq. 3. 58$$

$$f_{salt,5}(h_{salt,4} - h_{salt,5}) = h_2 - h_1 \quad ; \quad f_{salt,5} = f_{salt,6} \quad eq. 3. 59$$

$$f_{salt,2}(h_{salt,1} - h_{salt,2}) = h_3 - h_2 \quad eq. 3. 60$$

$$f_{salt,3}(h_{salt,1} - h_{salt,3}) = f_5(h_5 - h_4) \quad eq. 3. 61$$

$$\xi_{TES-WSC} = \frac{(ex_1 - ex_{23}) + (ex_2 - ex_1) + (ex_3 - ex_2) + f_5(ex_5 - ex_4)}{f_{s2}(ex_{s1} - ex_{s2}) + f_{s3}(ex_{s1} - ex_{s3}) + f_{s5}[(ex_{s4} - ex_{s5}) + (ex_{s5} - ex_{s6})]} \quad eq. 3. 62$$

$$f_{salt,1} = f_{salt,2} + f_{salt,3} \quad eq. 3. 63$$

Las ecuaciones eq. 3. 58 - eq. 3. 61 son los balances de energía en el precalentador, evaporador, sobrecalentador y recalentador respectivamente. De estas se obtuvieron las fracciones másicas y temperaturas faltantes de las sales fundidas; una vez resuelto el sistema de ecuaciones, se calculó la eficiencia con la ecuación eq. 3. 62. Manteniendo los parámetros de operación del ciclo Rankine como en la Tabla 3 - 1 y las consideraciones para los estados de las sales fundidas mencionados anteriormente, se obtuvo una eficiencia exergética de 94.37%, la cual está dentro de lo reportado por [23] y [101] La eficiencia de integración de Gómez et al. (2018) es de 92.42%, debido a las condiciones del vapor (550 °C y 12.8 MPa) que generan mayores diferencias con el perfil de temperatura de las sales fundidas.

TES-WSC Rankine supercrítico

El esquema del ciclo Rankine supercrítico de la Figura 3 - 6 muestra que la adición de calor se realiza a través del generador de vapor, que a diferencia del ciclo Rankine

subcrítico, consta de un solo recipiente a presión en el que están incluidos el precalentador, evaporador y sobrecalentador, como se presenta en la Figura 3 - 25.

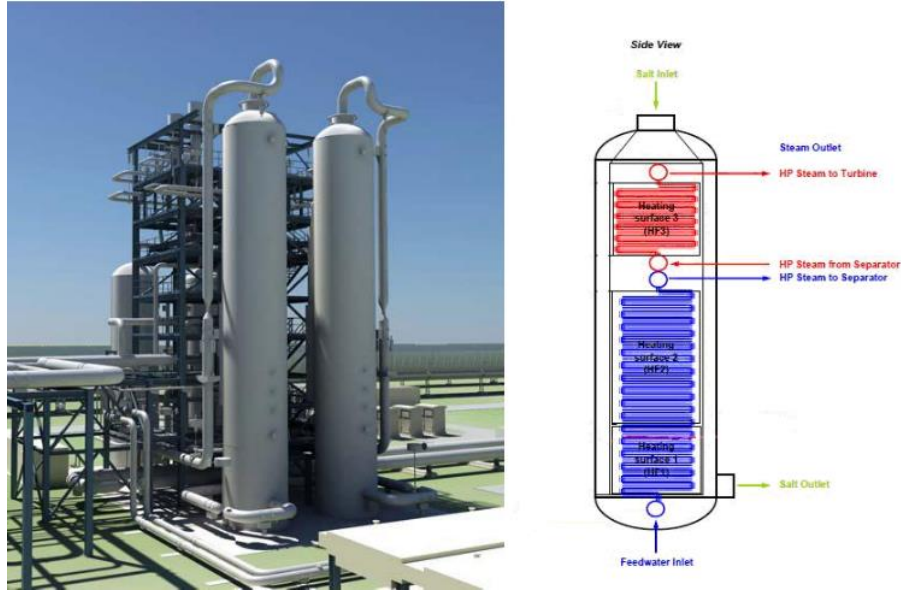


Figura 3 - 25: Generador de vapor BENSON® desarrollado por SIEMENS (Adaptado de [80])

El modelo sin embargo fue realizado con dos intercambiadores para analizar el pinch point que se genera entre el perfil de temperatura de las sales fundidas y el vapor supercrítico cuando este se acerca al punto crítico del agua (374 °C y 22.1 MPa) El recalentador por su parte consiste en otro intercambiador conectado en paralelo a la entrada y salida del evaporador principal, ya que las temperaturas de los estados 5 y 26 del vapor en la Figura 3 - 6 son muy similares. El esquema de integración del TES y el ciclo H2P se muestra en la Figura 3 - 26.

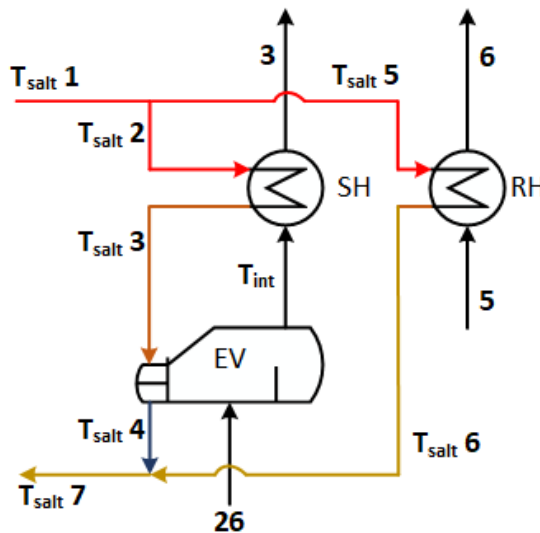


Figura 3 - 26: Integración TES y ciclo Rankine supercrítico

Una vez más la temperatura de las sales fundidas en $T_{salt,1}$ es 15 grados Kelvin por encima de la temperatura de salida del vapor en 3 (La temperatura de recalentamiento T_6 es igual a T_3) La temperatura $T_{salt,3}$ está restringida por el pinch point que hay entre las sales y una temperatura intermedia T_{int} del vapor estimada teniendo en cuenta el análisis pinch propuesto por Sarkar (2018) [102] que se muestra en la Figura 3 - 27.

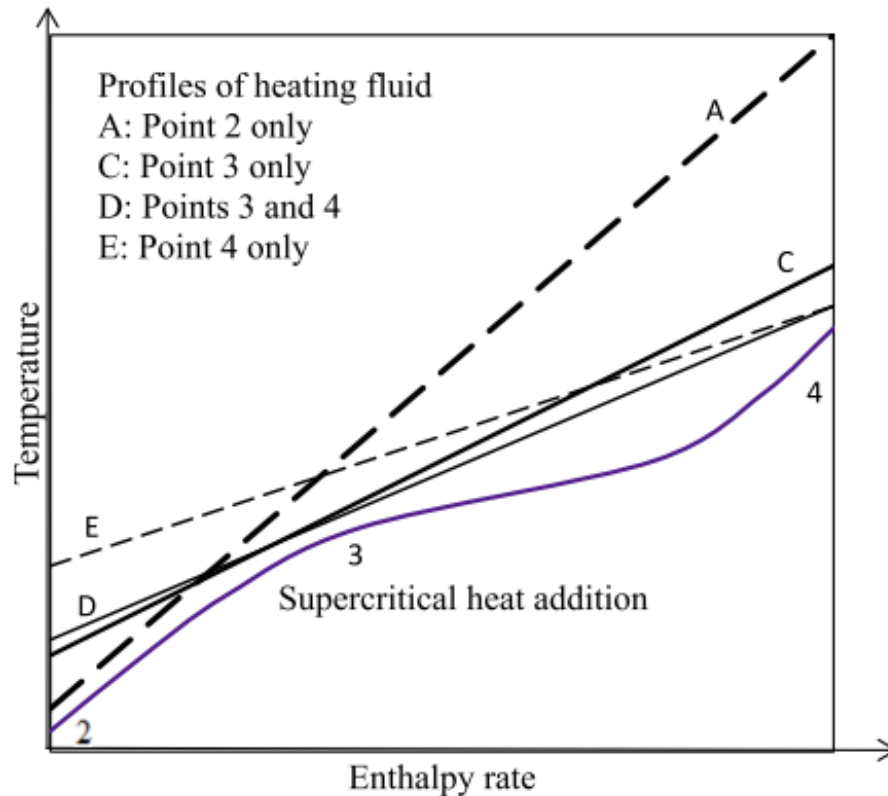


Figura 3 - 27: Análisis de pinch point en intercambio de calor con ciclo fluido supercrítico (Extraído de [102])

Este análisis fue realizado para la adición de calor en ciclos Rankine orgánicos (ORC) sin embargo, el procedimiento es similar para el ciclo supercrítico con vapor de agua. Por la condición de entrada de las sales fundidas establecida en $T_{salt,1}$, asumiendo un mínimo pinch point de 5 K, y teniendo en cuenta que el flujo de sales fundidas está por ser determinado junto con la temperatura de salida, el caso C en la Figura 3 - 27 se ajusta al modelo planteado y por tanto el punto 3 fue analizado. Para esto se realizó un procedimiento iterativo una vez resuelto el ciclo Rankine supercrítico (El primer set de condiciones operativas de la Tabla 3 - 5) y con ayuda de la Figura 3 - 28, la T_{int} del vapor donde ocurre el pinch point fue estimada en 355 °C. De esta forma la temperatura $T_{salt,3}$ es 360 °C y de forma similar con las ecuaciones usadas para el ciclo subcrítico se calculó $T_{salt,4}$ y la fracción másica de sales por unidad de masa de vapor.

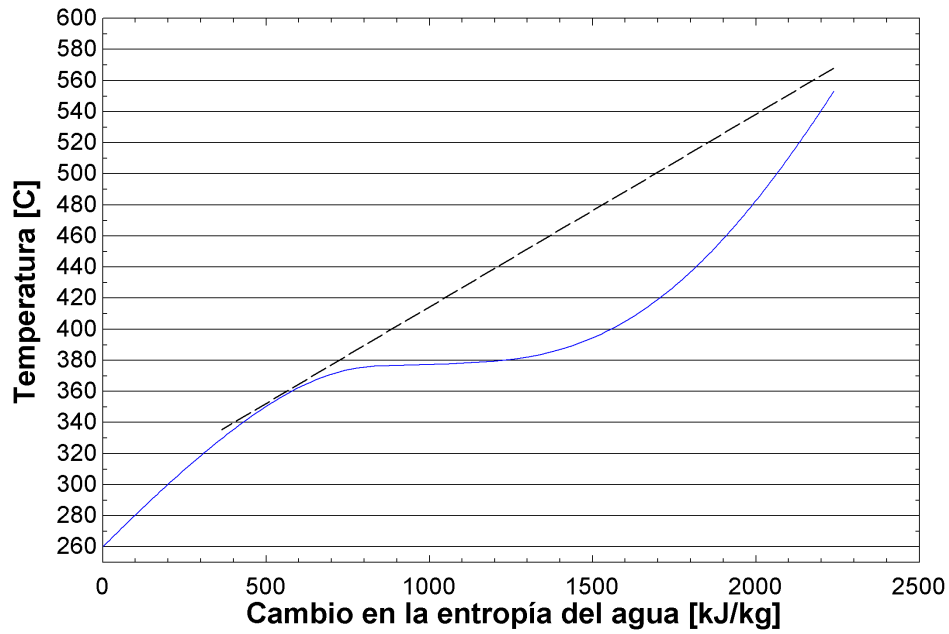


Figura 3 - 28: Localización de Pinch Point para adición de calor en ciclo Rankine supercrítico

A continuación, se discretizó una sección del intercambio de calor con el modelo ϵ -NTU descrito en las ecuaciones eq. 3. 27 - eq. 3. 35 estimando, de acuerdo a la Figura 3 - 29, una correcta discretización con 15 sub intercambiadores.

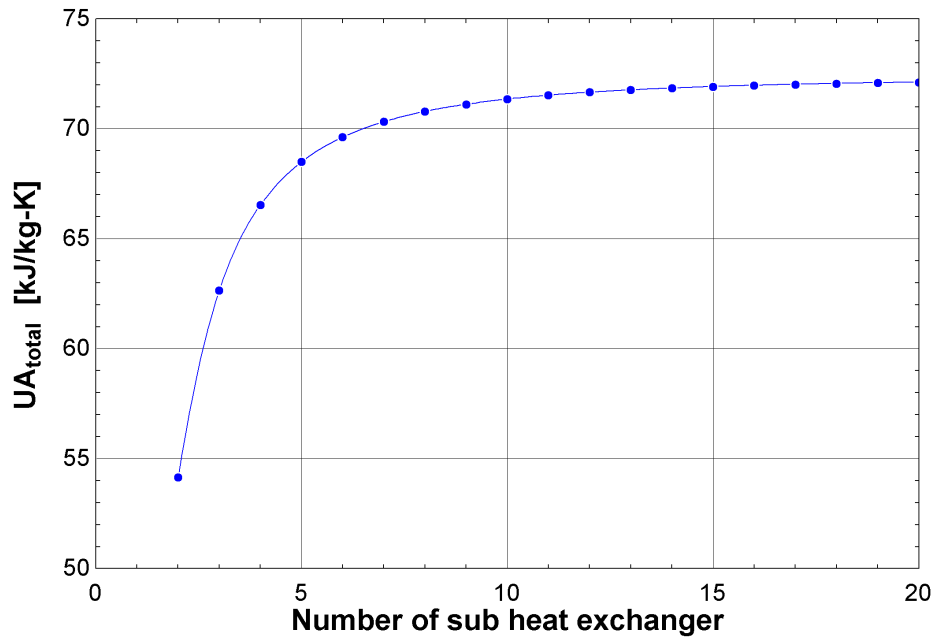


Figura 3 - 29: UA total vs número de sub intercambiadores para sección crítica de intercambio de calor del ciclo Rankine supercrítico

Una vez definido el número de sub intercambiadores se corroboró que se mantuviera la condición de pinch point de 5 K en el punto impuesto. Como se muestra en la Figura 3 - 30, en la parte izquierda la mínima diferencia de temperatura entre la sal y el vapor no supera el pinch point. Finalmente el perfil de temperatura de los fluidos en el intercambiador de calor se muestra en la Figura 3 - 31, el cual concuerda con lo presentado en [79] y [81].

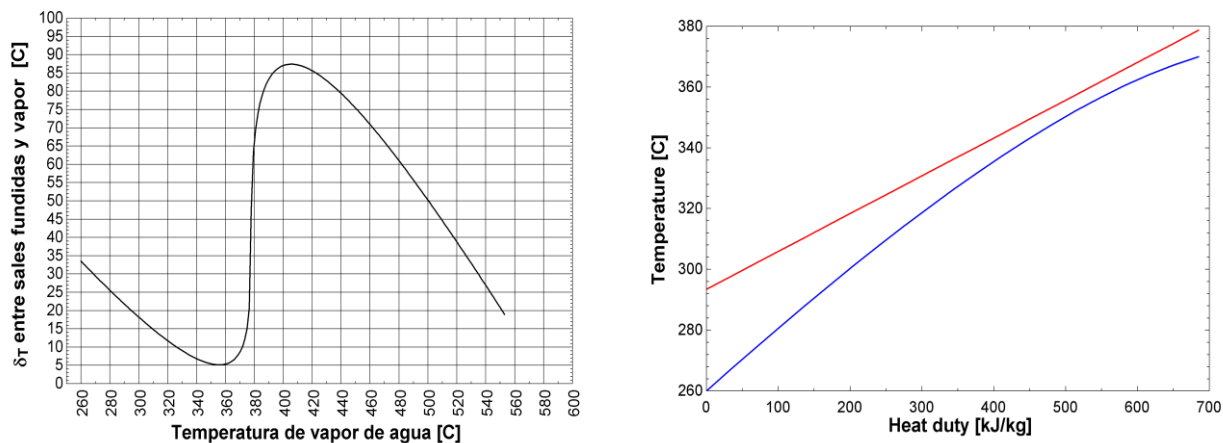


Figura 3 - 30: Revisión del pinch point para adición de calor en ciclo Rankine supercrítico

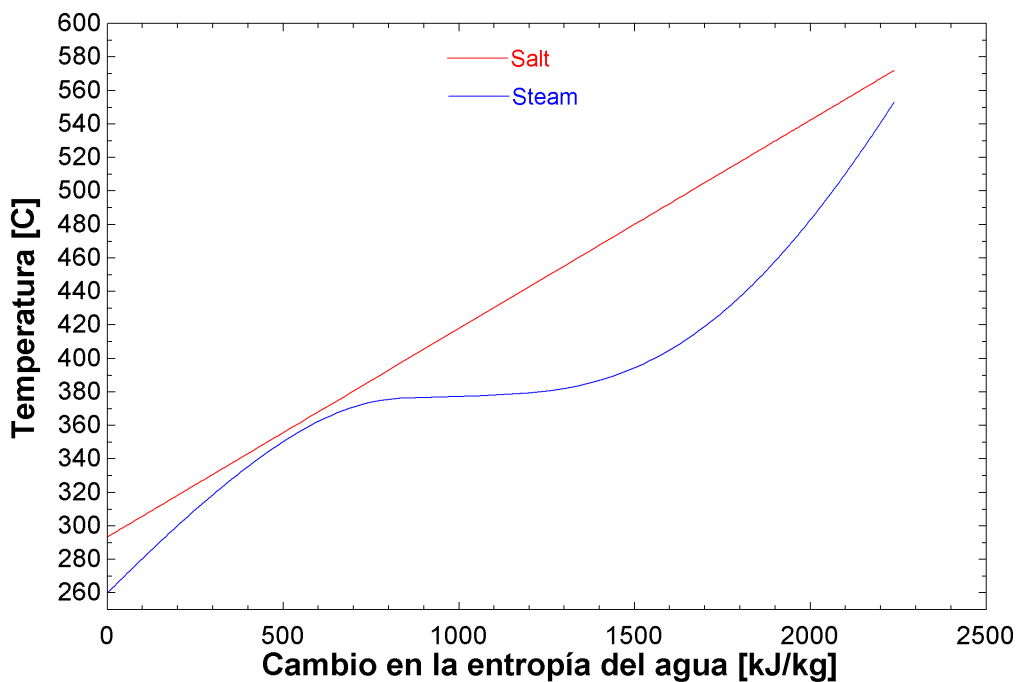


Figura 3 - 31: Perfil de temperaturas de las sales fundidas (rojo) y vapor (azul) en la adición de calor al evaporador del ciclo Rankine supercrítico

En la etapa de recalentamiento la temperatura $T_{salt,5}$ es la misma que $T_{salt,2}$, sin embargo, la temperatura de salida $T_{salt,6}$ en ese intercambiador no puede ser igual a $T_{salt,4}$, ya que la temperatura del vapor en 5 es mayor que esta. Para resolver este problema se usó otra aproximación para el cálculo de $T_{salt,6}$ basada en el principio de equipartición de la producción de entropía ([103], [104]) con el cual se busca minimizar la irreversibilidad en el intercambio de calor y por tanto maximizar la eficiencia exergética. La aproximación usada fue la presentada por Garg et al. (2013) [82] y se desarrolla a continuación.

Para el caso del recalentador (RH) mostrado en la Figura 3 - 26, primero se asumió que la generación de entropía en ambos extremos del intercambiador es la misma y permanece constante en estado estacionario, con lo que se plantea la ecuación eq. 3. 64. Esta generación de entropía se puede expresar en término de diferenciales de calor en los extremos del intercambiador de acuerdo a las ecuaciones eq. 3. 65 y eq. 3. 66. Luego estas ecuaciones se reemplazan en eq. 3. 64 y se resuelve para $T_{salt,6}$ mediante la ecuación eq. 3. 67.

$$(dS_{gen})_{T_{salt,5}-T_6} = (dS_{gen})_{T_{salt,6}-T_5} \quad eq. 3. 64$$

$$(dS_{gen})_{T_{salt,5}-T_6} = \frac{dQ}{T_6} - \frac{dQ}{T_{salt,5}} = \left(\frac{T_{salt,5} - T_6}{T_{salt,5}T_6} \right) dQ \quad eq. 3. 65$$

$$(dS_{gen})_{T_{salt,6}-T_5} = \frac{dQ}{T_5} - \frac{dQ}{T_{salt,6}} = \left(\frac{T_{salt,6} - T_5}{T_{salt,6}T_5} \right) dQ \quad eq. 3. 66$$

$$T_{salt,6} = \frac{T_{salt,5}T_5T_6}{T_{salt,5}T_6 - T_5(T_{salt,5} - T_6)} \quad eq. 3. 67$$

Una vez calculada $T_{salt,6}$, la temperatura de salida de las sales $T_{salt,7}$ se estima con la mezcla de los flujos que vienen del evaporador y recalentador mediante las siguientes ecuaciones:

$$\begin{aligned} f_{salt,4}h_{salt,4} + f_{salt,6}h_{salt,6} &= f_{salt,7}h_{salt,7} \\ f_{salt,1}(h_{salt,1} - h_{salt,7}) &= f_{salt,2}(h_{salt,2} - h_{salt,4}) + f_{salt,5}(h_{salt,5} - h_{salt,6}) \\ f_{salt,4} + f_{salt,6} &= f_{salt,7} = f_{salt,1} \end{aligned} \quad eq. 3. 68$$

La eficiencia exergética se expresa con eq. 3. 69. Con las condiciones planteadas para este ciclo supercrítico se obtuvo una eficiencia de 96.31 % la cual es mayor que la del ciclo

subcrítico⁴. El resultado concuerda con el perfil de las temperaturas mostrado en la Figura 3 - 31 en el cual, la transferencia de calor se lleva a cabo en diferencias de temperatura menores que en el caso del ciclo subcrítico.

$$\xi_{TES-sWSC} = \frac{ex_3 - ex_{26} + f_5(ex_6 - ex_5)}{f_{salt,1}(ex_{salt,1} - ex_{salt,7})} \quad \text{eq. 3. 69}$$

TES-sCO₂ Brayton

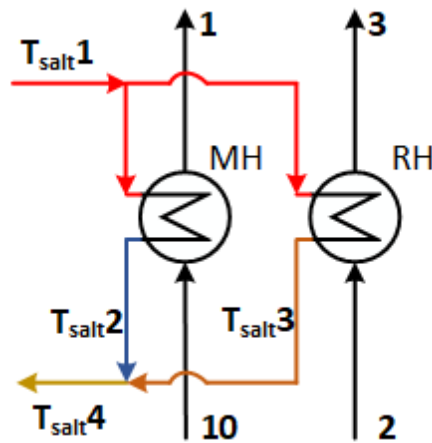


Figura 3 - 32: Integración TES y ciclo Brayton con recalentamiento y CO₂ supercrítico

La integración del sistema de almacenamiento de calor sensible en los ciclos Brayton con CO₂ supercrítico de la Figura 3 - 7 y Figura 3 - 8 se realiza mediante un intercambiador principal y otro secundario para la etapa de recalentamiento como se observa en la Figura 3 - 32. Las temperaturas del CO₂ en los estados 1, 2, 3 y 10 son determinados a partir de las condiciones de operación del ciclo Brayton. La temperatura de entrada de las sales fundidas $T_{salt,1}$ se estima con 15 grados por arriba de la temperatura máxima del CO₂ (T_1 y T_3) Queda por determinar las temperaturas de salida de la sal fundida en los intercambiadores y las fracciones másicas. Para el cálculo de $T_{salt,2}$ y $T_{salt,3}$ se usaron las relaciones para la equipartición de entropías desarrolladas en eq. 3. 64 - eq. 3. 67. Una vez definidas todas las temperaturas se aplican las ecuaciones de balance de energía para hallar las fracciones másicas y la temperatura $T_{salt,4}$ que resulta de la mezcla de los flujos de ambos intercambiadores. Finalmente, La eficiencia exergética se calcula similarmente a eq. 3. 62 y eq. 3. 69. Para un ciclo Brayton con intercooling en el compresor principal, temperatura máxima de 550 °C, presión máxima de 25 MPa y temperatura de entrada en los compresores principales de 32 °C se obtuvo una eficiencia exergética para la integración de las sales fundidas del 98.33%. Este resultado es consistente con la eficiencia

⁴ Aunque tiene diferentes parámetros de operación, el valor obtenido está cerca del límite superior para este tipo de integraciones en ciclos subcríticos según Vinnemeier et al. (2016)

en el intercambio de calor de dos fluidos que transcurren un cambio sensible sin presentar cambio de fase en alguno de ellos. La eficiencia asumida en Vinnemeier et al. (2016) para este tipo de integración es de 99%, la obtenida sin embargo es un poco menor debido al punto de mezclado de los flujos de sales fundidas, el cual genera irreversibilidades (la eficiencia exergética individual de cada intercambiador es de 99%)

3.1.5 Intercambio de calor P2H-TES

Para la integración del ciclo de carga de la Figura 3 - 14 y el sistema de almacenamiento térmico, el calor proporcionado por la bomba de calor es transferido a las sales fundidas a través de un solo intercambiador, representado en la Figura 3 - 33. En este caso las temperaturas de entrada y salida de las sales son conocidas ya que fueron calculadas a partir de los requerimientos de cada ciclo de carga. Para la temperatura de entrada T_3 del fluido de la bomba de calor se impone una diferencia de 15 °C respecto de la $T_{salt,out}$. Queda por determinar la temperatura T_4 , la cual fue calculada con el principio de equipartición de entropías desarrollado anteriormente.

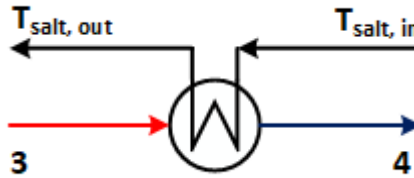


Figura 3 - 33: Integración bomba de calor en TES

La eficiencia exergética es calculada directamente a través de eq. 3. 70 y eq. 3. 71. En estas ecuaciones $f_{HPfluid}$ es la fracción másica del fluido de la bomba de calor respecto a al flujo de las sales fundidas. Para este tipo de integración y con la metodología propuesta se obtuvieron eficiencias de alrededor del 99%. Sin embargo, el grado de la libertad adicional de T_4 que es resuelto con la minimización de la generación de entropía, determina además la tasa de recuperación γ_{HP} de la bomba de calor y por consiguiente el COEP. Esta relación entre la eficiencia exergética de integración P2H-TES y la de bomba de calor, fue evaluada con el producto $COEP * \xi_{HP-TES}$ variando γ_{HP} en el rango de 0.25-0.6 (recomendado por Vinnemeier et al. (2016) En base a que el tamaño del recuperador no sea excesivo y que condiciona el tamaño de la bomba de calor por mayor flujo másico) en la sección de resultados.

$$f_{HPfluid}(h_3 - h_4) = h_{salt,out} - h_{salt,in} \quad eq. 3. 70$$

$$\xi_{P2H-TES} = \frac{ex_{salt,out} - ex_{salt,in}}{f_{HPfluid}(ex_3 - ex_4)} \quad eq. 3. 71$$

El procedimiento anterior fue aplicado de forma similar al ciclo de la bomba de calor con el calentador eléctrico de la Figura 3 - 20. En este caso la temperatura T_3 es limitada a la temperatura máxima alcanzable de la bomba (480 °C) La temperatura intermedia de las sales fundidas entre la salida del intercambiador y la entrada al calentador eléctrico es 15 °C por debajo de T_3 . La temperatura de salida final de las sales es conocida de la integración con el ciclo de descarga. La temperatura T_4 es calculada con la minimización de la generación de entropía (o evaluada en el rango γ_{HP} 0.4-0.6). De esta forma ecuaciones similares a eq. 3. 70 y eq. 3. 71 son usadas para calcular la eficiencia exergética de integración, la cual es del 98.8% en la mayoría de los casos debido a las condiciones de temperatura. Sin embargo, para evaluar el desempeño conjunto de la bomba de calor y el calentador eléctrico fue usado el coeficiente $COEP_{P2H+EH}$ de eq. 3. 49.

3.2 Estudio paramétrico

A continuación, se presentan las métricas evaluadas para el análisis del sistema PTES y el estudio de sensibilidad con los parámetros operacionales y rangos de evaluación. La principal métrica evaluada es la RTE definida en eq. 3. 2, que estima el desempeño global de este tipo de sistemas de almacenamiento con etapas de carga y descarga. El procedimiento adoptado fue establecer los parámetros operativos principales como temperatura y presión máxima de los ciclos de descarga, los cuales son optimizados y proporcionan los requerimientos de temperatura y flujo del sistema de almacenamiento. Con estos datos los ciclos de carga son dimensionados. Este procedimiento es llevado a cabo mediante un modelo macro en EES que ejecuta y optimiza los archivos de descarga y carga por separado, calculando las eficiencias exergéticas de acuerdo al flujo de información definido, y permitiendo además probar los diferentes modelos y opciones de sales fundidas descritas anteriormente, así como la variación de diferentes parámetros operacionales. Otras métricas evaluadas son descritas a continuación:

- $COEP$, es la eficiencia exergética de los ciclos de carga, específicamente de la bomba de calor. Con esta métrica se evalúa el desempeño individual del ciclo de carga en relación a la eficiencia global del sistema conjunto. En el ciclo de carga que tiene incluido el calentador eléctrico se evaluó el COEP conjunto de ambos componentes, con el cual se incluye la eficiencia exergética del intercambio de calor con el TES.
- r , es la relación de presiones en el ciclo de carga y que es una medida indirecta de los requerimientos en tamaño y desempeño del compresor, dispositivo principal en este tipo de sistemas.
- \dot{X}_d , es la exergía destruida evaluada específicamente para el sistema de almacenamiento, que comprende los intercambiadores entre los ciclos de carga y descarga y el sistema de almacenamiento, y la propia eficiencia de este. Para la evaluación de esta exergía destruida se establece la misma potencia nominal en MW para todos los modelos. De igual forma se evaluó la exergía destruida de cada subproceso y su porcentaje de la exergía destruida total.

- ρ_P , es la densidad de potencia en kW/(m³/s), definida como la potencia de salida en el ciclo de descarga por unidad de flujo volumétrico del fluido y es un indicativo del tamaño del sistema para una potencia requerida. De acuerdo a White et al. (2013)[42] el costo capital por unidad de potencia (\$/kW) depende inversamente de la densidad de potencia, por lo que esta es una métrica importante en estos sistemas. En el presente trabajo se evaluó la potencia de salida del ciclo de descarga y el flujo volumétrico del ciclo de carga, ya que el sistema PTES es el objetivo principal de investigación. También se puede calcular en cantidades específicas de acuerdo a McTigue et al. (2019) [68] según eq. 3. 72, en la que $\rho_{f,min}$ es la densidad del fluido mínima en el ciclo de carga, dada en la entrada del compresor y w_{net} es el trabajo neto específico de salida en la descarga.

$$\rho_P = \rho_{f,min} W_{net} \quad \text{eq. 3. 72}$$

- ρ_E , es la densidad de energía en kWh/m³, definida como la energía promedio almacenada por unidad de volumen de los tanques de almacenamiento, e indica el tamaño del sistema de almacenamiento. Según [42] el costo capital por unidad de energía almacenada (\$/kWh) depende inversamente de la densidad de energía. Para la estimación de esta métrica se estableció una potencia nominal y un tiempo igual para la carga y descarga de 7 horas.
- C_s , es el costo del almacenamiento de las sales fundidas en USD usando las relaciones en \$/MT o \$/kWh_{th} de la Tabla 3 - 13. Esta métrica ayuda a evaluar el costo de cada opción de sales fundidas, respecto de la cantidad requerida para la integración del sistema PTES.

Antes de presentar los parámetros operacionales y los rangos de variación para el estudio de sensibilidad, es necesario discutir la homogenización realizada de los parámetros comunes entre los diferentes ciclos de descarga y carga para el estudio inicial y comparación de las sales fundidas.

Temperatura ambiente

En el ciclo de carga la fuente de energía del evaporador es el aire ambiente. Para la zona del norte de Chile donde están la mayoría de campos fotovoltaicos, la temperatura ambiente tiene una variación máxima de 30-6 °C y un promedio de 21-10°C. Para la descarga el ciclo WSC se enfría con agua de mar y en la zona norte la temperatura del mar no tiene mayor variación (17-13 °C) y la temperatura promedio es 15 °C. El ciclo Brayton por su parte fue modelado con Dry cooling y el sumidero de calor sería el ambiente, por tanto, se afecta la temperatura de entrada de los compresores con la variación de la

temperatura de bulbo seco del ambiente. Sin embargo, para efecto comparativo de los dos ciclos, en el ciclo Brayton se adopta el mismo enfriamiento que el WSC.

En conclusión, los ciclos de carga son afectados por la temperatura ambiente con rango crítico de 30-6 °C o conservativo 21-10 °C; pero para efectos del primer estudio comparativo los ciclos de descarga tanto WSC como Brayton son enfriados con agua de mar a 15 °C.

Eficiencia isentrópica y mecánica de las turbomáquinas

En la Tabla 3 - 14 se presenta un resumen de los diferentes valores de eficiencias en los modelos de carga y descarga encontrados en la literatura.

Tabla 3 - 14: Eficiencias de las turbomáquinas de los modelos encontrados en la literatura

<i>Modelo Descarga</i>	$\eta_{is,turbine}$	$\frac{\eta_{is,compressor}}{\eta_{is,pump}}$	$\eta_{mec,turbine}$
WSC [74]	0.8	0.8	0.94
CSP [99]	0.85-0.90	0.8-0.85	
WSC [76]	0.84-0.90		
Brayton [83]	0.93	0.89	
<i>Modelo Carga</i>	$\eta_{is,turbine}$	$\frac{\eta_{is,compressor}}{\eta_{is,pump}}$	$\eta_{mec,turbine}$
HP [23]	0.9	0.8	

El modelo descarga WSC [74] es bastante conservador con la eficiencia isentrópica de las turbinas y agrega además una eficiencia mecánica para estas. El modelo de HP [23] también es conservador con la eficiencia isentrópica del compresor. Teniendo esto en cuenta se implementaron eficiencias isentrópicas conservadoras 0.8 para compresores, bombas y turbinas en la primera aproximación para todos los ciclos de descarga y carga. Se aplicó una eficiencia mecánica para el motor del compresor de la HP (Eje solidario con la turbina) y para los ciclos de descarga una eficiencia mecánica a la turbina del 0.95. Se tuvo en cuenta eficiencia del generador y transformador de 0.99 como en eq. 3. 2.

Presión máxima de operación

Los valores de las presiones máximas de operación también varían entre los modelos encontrados en la literatura. Teniendo en cuenta los datos de la Tabla 3 - 15, para los ciclos de descarga el estudio preliminar se realizó con la presión de 16.2 MPa, del WSC [74] que corresponde a plantas de generación a base de carbón convencionales. El límite para la

presión máxima es 25 MPa con el que se analiza el potencial de los ciclos Brayton y WSC supercríticos. Para los ciclos de carga la presión máxima se estableció en 20 MPa.

Tabla 3 - 15: Presiones máximas en los modelos de carga y descarga encontrados en la literatura

<i>Modelo Carga</i>	<i>P max [MPa]</i>
HP [23]	20
<i>Modelo Descarga</i>	<i>P max [MPa]</i>
WSC [74]	16.2
Brayton [83]	25
Brayton [86]	15-30
WSC [65]	28.5

Temperatura máxima de operación

Con base en los valores mostrados en la Tabla 3 - 16 la temperatura máxima para los ciclos de descarga (WSC y Brayton se estableció en 538 C. La temperatura máxima de la bomba de calor depende de la temperatura en el sistema de almacenamiento y por ende de la del ciclo de descarga. El límite real para los compresores de CO₂ se estableció en 480 °C. El límite superior de la temperatura máxima está determinado por el alcanzable en los compresores de aire que es 600 °C.

Tabla 3 - 16: Temperaturas máximas en los modelos de carga y descarga de diferentes autores

<i>Modelo Carga</i>	<i>T max [C]</i>
Compresores de Aire [23]	600
Compresores de CO ₂ [23]	450-500
Compresores de CO ₂ [66]	480
<i>Modelo descarga</i>	<i>T max [C]</i>
WSC [74]	538
Brayton [83]	500-700
Brayton [86]	500-700
WSC [23]	600-620

3.2.1 Estudio de sensibilidad

De la discusión anterior sobre la homogenización de los parámetros de operación, se planteó el rango de las diferentes variables de operación para el estudio de sensibilidad como sigue:

- La temperatura ambiente de los ciclos de descarga corresponde al estado de referencia basado en el agua de mar (15 °C) La temperatura ambiente del ciclo de carga se analizó en el rango de 25-10 °C y se introdujo un caso adicional en el que el ciclo de descarga Brayton no es refrigerado con agua de mar y es afectado por esta variación en la temperatura ambiente. Sin embargo, la temperatura mínima de entrada a los compresores es 32 °C. Se estableció un delta de 17 °C entre esta condición y el ambiente de referencia a 15 °C. A medida que se aumente la temperatura ambiente, también aumenta la temperatura de entrada a los compresores. Si la temperatura ambiente cae por debajo de 15 °C, no afecta la temperatura mínima de los compresores.
- La temperatura máxima de operación fue limitada a 600 °C, que es la temperatura alcanzable por las bombas de calor con aire como se dijo anteriormente. La temperatura de operación se varió conforme a la operación en los ciclos de descarga en el rango de 535-570 C. Este estudio fue realizado para aquellas sales cuyo límite de temperatura máximo supera los 600 °C.
- El límite superior para la presión máxima de operación se estableció en 25 MPa, y el rango de evaluación en 15-25 MPa. La presión de operación se evaluó por separado en los ciclos de carga y descarga. En el ciclo WSC de descarga se tiene la particularidad que después de 22,5 MPa se cambia al modelo Rankine supercrítico.
- Las eficiencias isentrópicas de turbinas y compresores se evaluaron en el rango de 0.75-0.95. Las turbinas y compresores tienen la misma eficiencia para el ciclo de carga y descarga.

4. Análisis de resultados

4.1 Resultados ciclos de carga y descarga

A continuación, se presentan los resultados obtenidos del análisis de la integración de los ciclos de carga, descarga y el sistema de almacenamiento. De acuerdo al procedimiento establecido en la metodología, en los ciclos de descarga se asigna la potencia final de salida de todo el sistema de almacenamiento y, en base a la optimización de la eficiencia exergética del ciclo de descarga, se determinan las temperaturas máximas y mínimas y flujo másico en el generador de vapor. Luego, con la integración del sistema TES mediante intercambiadores a contraflujo, quedan especificadas las temperaturas de operación y flujo másico de las sales fundidas. Es por esto que se inicia este capítulo con la descripción de los diagramas T-s de los ciclos de descarga y parámetros de operación principales. Los resultados en esta sección fueron calculados para un caso de estudio de integración de los sistemas PTES en plantas de generación eléctrica a base de carbón, en el que la temperatura máxima, presión máxima, eficiencia isentrópica de las turbomáquinas, temperatura ambiente y potencia neta son 538 °C, 16.2 MPa, 80%, 15 °C y 150 MW, respectivamente.

4.1.1 Ciclos de descarga

Ciclo Rankine

El diagrama T-s del ciclo Rankine de vapor mostrado en la Figura 4 - 1, permite observar la generación de vapor entre los estados 23 y 3, la etapa de recalentamiento entre los estados 4 y 5 y las extracciones de la turbina en los puntos del 7 al 12 dirigidas al tren de precalentamiento. Entre los estados 13 y 14 se realiza la condensación del vapor. En la Tabla 4 - 1 se presentan los resultados del ciclo Rankine para cada una de las sales estudiadas. Los parámetros de operación del ciclo Rankine no son influenciados con el cambio de sales, pero sí se muestran variaciones en el flujo másico y temperaturas de operación de las sales. Las eficiencias de primera y segunda ley obtenidas son 41% y 74% respectivamente, alrededor del 2% mayor que lo obtenido en la validación, principalmente debido a la optimización de las presiones de extracción de las turbinas realizada con el algoritmo genético de EES. Siguiendo con la integración del ciclo de descarga en el sistema TES, se obtuvieron eficiencias de segunda ley en el intercambiador de calor de 94% para las sales 1, 2 y 5 y cerca de 89% para las sales 3 y 4, congruente con lo encontrado en la literatura para este tipo de sistemas con cambio de fase. El flujo másico de las sales varía conforme a las temperaturas de operación de estas, siendo mayor en las sales 3 y 4 ya que su temperatura de fusión es más alta y la temperatura mínima queda restringida, resultando en una diferencia de temperatura mucho menor respecto a las otras sales. Esto es lo que genera mayor destrucción de exergía, por el aumento en la diferencia de temperatura con el vapor del ciclo Rankine. En la sal 5, a pesar de que las temperaturas de operación son similares a las sales 1 y 2, se obtiene un flujo másico de sales alto debido a que el calor específico es de solo 0.92 kJ/kg-K.

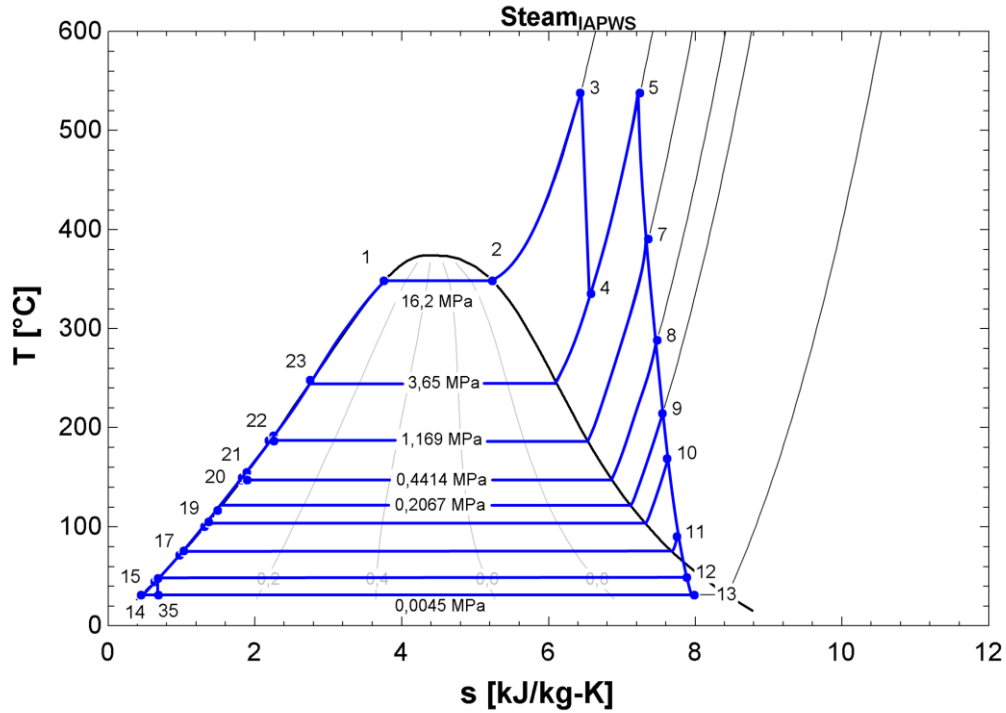


Figura 4 - 1: Diagrama T-s del ciclo Rankine de vapor

Tabla 4 - 1: Resultados del ciclo Rankine convencional para el caso de estudio base

Sales	η_{H2P}	ξ_{H2P}	w [kJ/kg]	m_{dot_H2P} [kg/s]	ξ_{HX}	m_{dot_salt} [kg/s]	T_{salt_max} [C]	T_{salt_min} [C]
1	0.41	0.74	1128.39	135.63	0.94	968.33	553.00	299.40
2	0.41	0.74	1128.39	135.63	0.94	900.81	553.00	300.18
3	0.41	0.74	1128.39	135.63	0.89	1696.44	553.00	430.00
4	0.41	0.74	1128.39	135.63	0.88	3738.42	553.00	456.00
5	0.41	0.74	1128.39	135.63	0.94	1605.80	553.00	300.18

Uno de los resultados principales de la integración del TES y el ciclo de descarga, en este caso el ciclo Rankine, es precisamente que para las sales 1, 2 y 5 se tienen temperaturas de operación similares (temperatura mínima principalmente). En el caso de las sales 2 y 5 esta temperatura es prácticamente igual (diferencias en el orden de 10^{-6}) y varía ligeramente para la sal 1 en 2.5% aproximadamente. Lo anterior es debido a que al resolver el sistema de ecuaciones del sistema de generación de vapor (precalentador, evaporador, sobrecalentador y recalentador), las temperaturas de operación de las sales no son afectadas en gran medida por la diferencia en el calor específico y la principal variación radica por su parte en el flujo másico de cada sal. Respecto a la discrepancia de la temperatura mínima de operación en las sales 2 y 5 respecto a la de la sal 1, es el resultado de que para esta última, el cálculo del calor específico se realizó con la librería de propiedades de EES y la temperatura promedio de la sal en el balance de energía de cada intercambiador. Para las otras sales, los cálculos se realizaron con calor específico constante para todo el rango de temperatura como se muestra en la Figura 4 - 2. El error producido al usar un valor constante para el calor específico de las sales se discutirá

posteriormente cuando estas, sean comparadas de acuerdo a los parámetros de desempeño del sistema de almacenamiento.

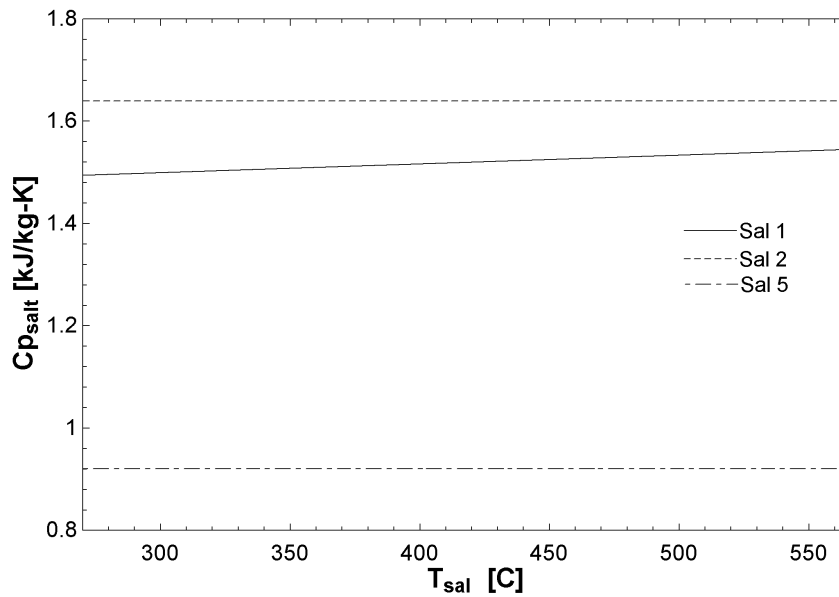


Figura 4 - 2: Variación del calor específico de las sales 1,2 y 5 con la temperatura

Ciclo Brayton con partial cooling

En la Figura 4 - 3 se muestra el diagrama T-s del ciclo de descarga Brayton con partial cooling. La generación de electricidad es realizada en las expansiones entre los estados 1-2 y 3-4 con el recalentamiento en 3-2. Luego de la regeneración y primer enfriamiento, el CO₂ llega al estado 11 en el cual se realiza una primera compresión y el flujo es dividido en 12, enfriándose una parte hasta el estado 7 (de aquí el nombre partial cooling) y otra dirigida hasta el flujo del estado 9, en el que el CO₂ ya está comprimido y se dirige al segundo intercambiador de regeneración y a las turbinas. En la Tabla 4 - 2 se muestran los resultados de este sistema de descarga, en la que se observa que las eficiencias de primera y segunda ley han caído respecto a las del ciclo Rankine, en especial la eficiencia exergética con una diferencia de casi el 20%. Esto es debido principalmente a la relación entre el trabajo específico generado por el ciclo, significativamente menor que en el ciclo Rankine, y la exergía del calor aportado entre los estados 1-10 y 3-2. Lo anterior también origina que el flujo másico en el ciclo Brayton sea casi 16 veces mayor que en el ciclo Rankine, en vista de que la presión de operación es igual y la diferencia en tamaño de los sistemas queda determinada por las densidades del CO₂ supercrítico y el vapor de agua. La eficiencia exergética del intercambiador de calor con las sales fundidas por su parte es 98%, un 4% mayor que en el caso del ciclo Rankine. El flujo másico de sales en general es mayor debido a que el diferencial de las temperaturas de operación de estas se ha reducido. Se observa un comportamiento similar en la temperatura mínima de las sales fundidas, siendo mayor para las sales 3 y 4 por su elevada temperatura de fusión, pero la

diferencia entre la sal 1 respecto de la 2 y 5 es más reducida, principalmente debido a que no hay cambio de fase en los fluidos.

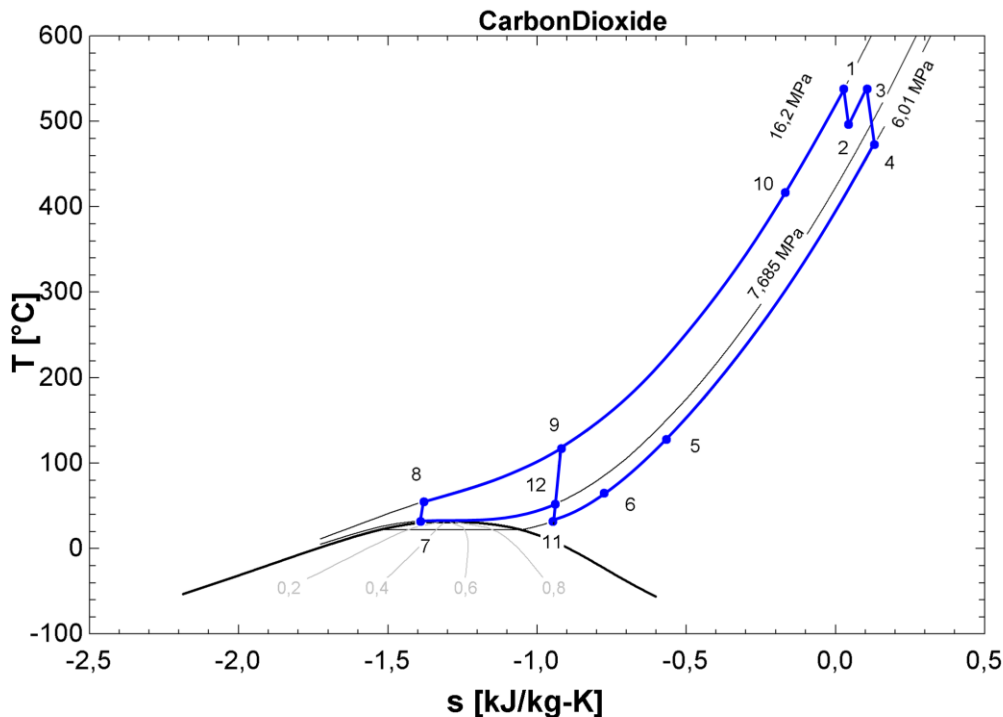


Figura 4 - 3: Diagrama T-s del ciclo Brayton con partial cooling

Tabla 4 - 2: Resultados del ciclo Brayton con partial cooling para el caso de estudio base

Sales	η_{H2P}	ξ_{H2P}	w [kJ/kg]	\dot{m}_{H2P} [kg/s]	ξ_{HX}	\dot{m}_{salt} [kg/s]	T_{salt_max} [C]	T_{salt_min} [C]
1	0.36	0.58	71.62	2136.78	0.98	3203.96	553.00	466.77
2	0.36	0.58	71.62	2136.78	0.98	2999.14	553.00	466.76
3	0.36	0.58	71.62	2136.78	0.98	2800.04	553.00	468.37
4	0.36	0.58	71.62	2136.78	0.98	5534.52	553.00	478.59
5	0.36	0.58	71.62	2136.78	0.98	5346.29	553.00	466.76

Ciclo Brayton con main intercooling

En la Figura 4 - 4 se presenta el diagrama T-s del ciclo Brayton con intercooling en el compresor principal. El funcionamiento del ciclo es similar al anterior, con la diferencia de que en este caso el flujo de CO₂ es dividido en el estado 6 a la salida del segundo regenerador, así, las dos fases de enfriamiento son llevadas a cabo con el mismo flujo másico. Esta diferencia causa que este ciclo tenga una mejora en el rendimiento, evidenciado en las eficiencias de primera y segunda ley. Sin embargo, hay una penalización en el trabajo específico generado y reducción del diferencial de temperatura de las sales fundidas, con el consecuente aumento del flujo másico de sales respecto al ciclo Brayton anterior. Esto es evidenciado en la literatura [83]. Adicionalmente, se

observan pocas diferencias en la temperatura de operación de las sales fundidas. En la Tabla 4 - 3 se presentan los resultados de este ciclo.

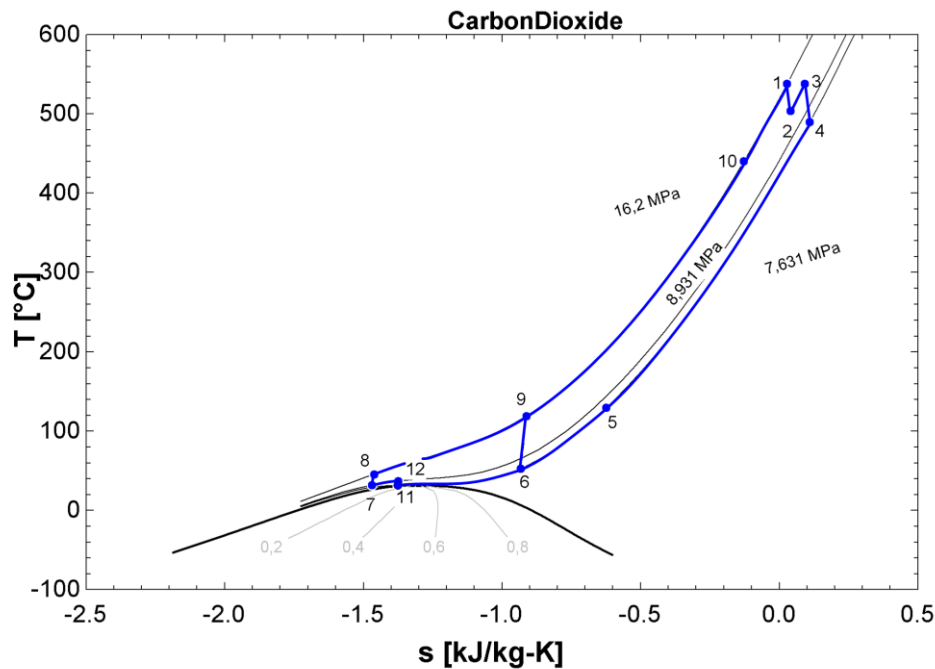


Figura 4 - 4: Diagrama T-s del ciclo Brayton con main intercooling

Tabla 4 - 3: Resultados del ciclo Brayton con main intercooling para el caso de estudio base

Sales	η_{H2P}	ξ_{H2P}	w [kJ/kg]	\dot{m}_{H2P} [kg/s]	ξ_{HX}	\dot{m}_{salt} [kg/s]	T_{salt_max} [C]	T_{salt_min} [C]
1	0.37	0.60	60.41	2533.35	0.98	3799.16	553.00	482.85
2	0.37	0.60	60.41	2533.35	0.98	3559.77	553.00	482.85
3	0.37	0.60	60.41	2533.35	0.98	3261.46	553.00	482.85
4	0.37	0.60	60.41	2533.35	0.98	5786.79	553.00	484.29
5	0.37	0.60	60.41	2533.35	0.98	6345.67	553.00	482.85

4.1.2 Ciclos de carga

Ciclo de carga con CO₂

El diagrama T-s del ciclo de carga con CO₂ es mostrado en la Figura 4 - 5, correspondiente a la integración con el sistema de descarga Rankine y sal 1. En este se observa que el CO₂ es comprimido entre los estados 2-3 y luego realiza el aporte de calor a las sales fundidas en 3-4. Posteriormente ingresa al regenerador y luego es expandido en 5-6. Finalmente, recibe calor del ambiente hasta llegar al estado 1 para entrar al regenerador. En la Tabla 4 - 4 se presentan los resultados de la integración del ciclo de carga con CO₂, ciclo de descarga Rankine y otras sales fundidas (La comparación de los resultados para los otros

ciclos de descarga será evaluada posteriormente) En esta se puede observar cómo el nivel de presiones del ciclo de carga varía drásticamente con las sales 3 y 4. En este punto se hace énfasis en que las presiones del ciclo de carga con CO₂ fueron optimizadas para maximizar la eficiencia exérgica de la bomba de calor (COEP) y por tanto las presiones obtenidas son congruentes con el estudio de Vinnemeier et al. (2016) [23]. En el caso de las sales 3 y 4 el diferencial de las temperaturas de operación del ciclo de descarga es más reducido y por tanto con estas sales, el estado 4 de la Figura 4 - 5 es más cercano al 3, resultando en tasas de recuperación γ_{HP} más altas, en el orden de 0.8 para las que la presión máxima optimizada es muy baja (0.2 MPa). Por su parte, las sales 1, 2 y 5 resultan en tasas de recuperación alrededor de 0.5, con las que la presión máxima optimizada de la bomba coincide con el límite máximo impuesto.

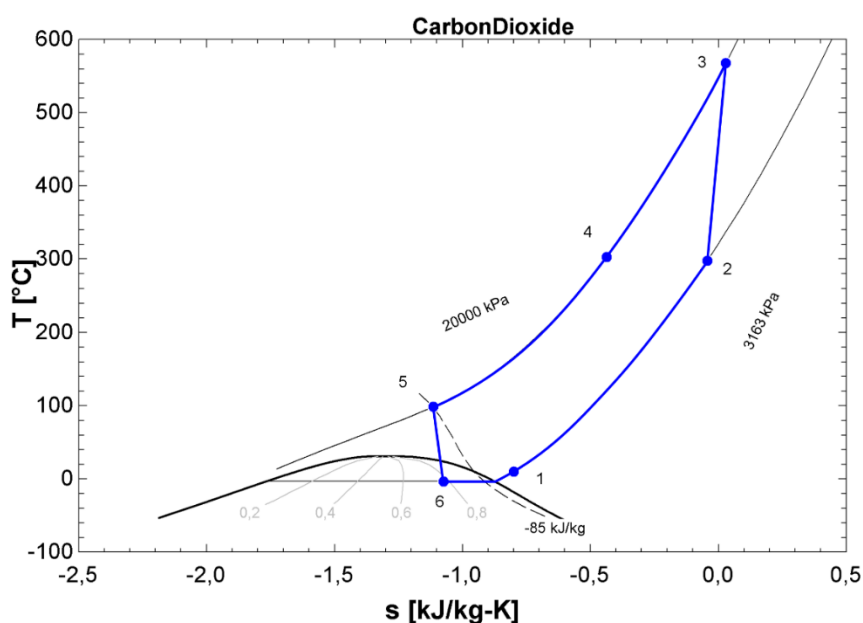


Figura 4 - 5: Diagrama T-s del ciclo de carga con CO₂ (Para ciclo WSC y sal 1)

Tabla 4 - 4: Resultados del ciclo carga con CO₂ y desempeño general del sistema PTES (Para WSC)

Sales	P_{max_P2H} [kPa]	P_{min_P2H} [kPa]	r_{P2H}	x_{t_out}	$COEP_{P2H}$	COP_{P2H}	ξ_{HX}	ξ_{TES}	RTE
1	20000	3174	6.3009	0.7773	0.7619	1.2939	0.99	0.99	0.5136
2	20000	3195	6.2598	0.7771	0.7618	1.2932	0.99	0.99	0.5136
3	237	100	2.3746	1	0.7768	1.2363	0.99	0.99	0.4910
4	197	100	1.9706	1	0.7772	1.2240	0.99	0.99	0.4861
5	20000	3195	6.2598	0.7771	0.7618	1.2932	0.99	0.99	0.5136

La presión mínima de operación es baja en general resultando en relaciones de presión altas, especialmente en el caso de las sales 1, 2 y 5. Al comparar estas sales se mantiene la tendencia observada en los ciclos de descarga y los demás resultados de la Tabla 4 - 4 no presentan variaciones significativas. Para estas sales además:

(1) La calidad del vapor a la salida de la turbina (Estado 6) es de 78% aproximadamente, lo cual es un inconveniente si se tiene en cuenta que las turbinas disponibles en la industria trabajan en el rango del 85-90% [65] y que por debajo de este límite se generan problemas de corrosión. Un análisis de la variación de las condiciones operativas de la bomba de calor para lograr una calidad de vapor a la salida de la turbina en el rango permitido es llevado a cabo en la siguiente sub sección. (2) El COEP es del 76%, por su parte (3) la eficiencia de intercambio de calor con las sales es alta (99%), mayor que del lado del ciclo de descarga, debido a que tanto las sales como el CO₂ no sufren un cambio de fase y la transferencia de calor es sensible. (4) La eficiencia del sistema del sistema TES es mayor de 99% debido a que los tiempos de stand-by para un ciclo de carga-descarga diario son cortos y la caída de temperatura es muy poco significativa. El modelo de pérdida de calor en los tanques de almacenamiento presentado en la sección de metodología, solo tiene en cuenta las temperaturas iniciales y finales, después de un periodo de espera en el que el nivel de sales en los tanques no varía y se asume que la temperatura es uniforme. Un modelo termodinámico que tenga en cuenta la transferencia de calor en las etapas de llenado de los tanques, el efecto de mezcla de la sal entrante con la almacenada y la variación del perfil de temperatura a lo largo de la altura del tanque, sería necesario, para llevar a cabo un análisis termo-económico transiente a lo largo de un año operativo. Sin embargo, teniendo en cuenta que el propósito del sistema PTES estudiado en el presente trabajo es orientado al arbitraje de energía, con un aislamiento adecuado de los tanques, la eficiencia exergética del sistema TES no influirá significativamente en los hallazgos realizados, como sí se esperaría en aplicaciones de almacenamiento de electricidad estacional. Finalmente (5) la RTE obtenida es de 51%⁵

El desempeño de la bomba de calor por tanto es principalmente influenciado por los niveles de temperatura en los estados 3 y 4, que a su vez dependen de la temperatura de operación de las sales. Es por esto que las diferencias marcadas se encuentran entre el grupo de las sales mencionadas y la 3 y 4. En estas sales la presión máxima optimizada es inusualmente baja y a la salida de la turbina se tiene vapor sobrecalentado, por lo que los ciclos son completamente supercríticos. De esta forma, se obtienen COEP de más del 77%, superiores a los de las otras sales, similar a los resultados obtenidos en otros estudios [66], [68] con bombas de calor con CO₂ supercrítico. Pese a esto, la RTE resultante es menor, influenciada en gran parte por la baja eficiencia exergética en el intercambiador TES-H₂P (89%).

Ciclo de carga con Aire

Para el ciclo de carga utilizando aire como fluido de trabajo se presenta el diagrama T-s en la Figura 4 - 6. Como se observa el ciclo es el correspondiente al de una bomba de calor con gas ideal. Por este motivo no se requiere la optimización de las presiones de operación, así, la eficiencia de segunda ley y relación de presiones dependen solamente de los niveles

⁵ Se usó una eficiencia exergética de 99% para los subprocesos que involucran el motor de la bomba de calor, y el generador y transformador del ciclo de descarga.

de temperatura en los estados 3 y 4 (y otras restricciones mostradas en la metodología como la eficiencia isentrópica de los dispositivos). El desempeño del ciclo no es afectado por el nivel de presión máxima. Sin embargo, es necesario asignar un valor para la presión de operación, el cual fue establecido en el límite máximo (20 MPa) usado para la optimización de las bombas de calor con CO₂. Lo anterior es reportado en [23], donde los ciclos de carga usando fluidos como aire y argón, muestran tener menor densidad que el CO₂ y necesitan trabajar a presiones altas para que el tamaño de los sistemas sea comparable.

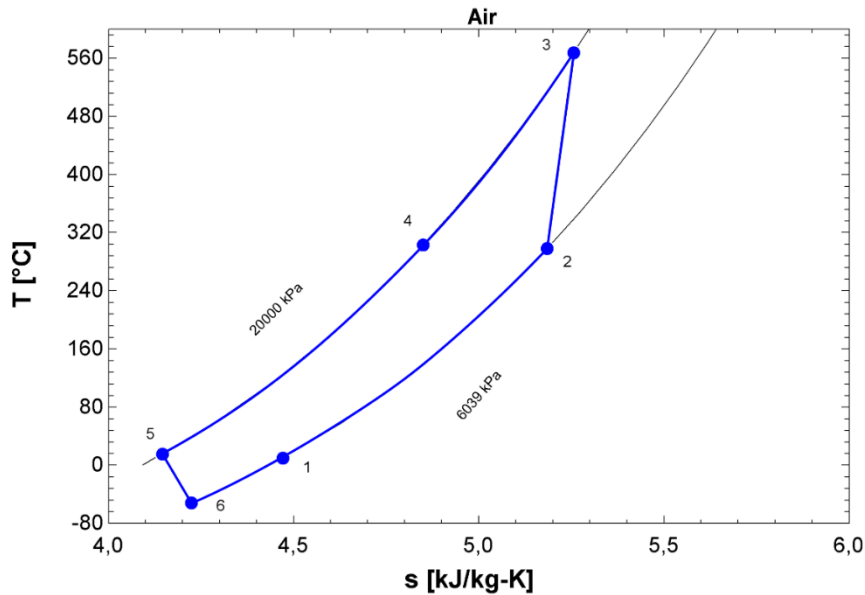


Figura 4 - 6: Diagrama T-s del ciclo de carga con Aire (Para ciclo WSC y sal 1)

Tabla 4 - 5: Resultados del ciclo carga con Aire y desempeño general del sistema PTES (Para WSC)

Sales	P_{max_P2H} [kPa]	P_{min_P2H} [kPa]	r_{P2H}	x_{t_out}	$COEP_{P2H}$	COP_{P2H}	ξ_{HX}	ξ_{TES}	RTE
1	20000	6039	3.3118	1	0.7531	1.2777	0.99	0.99	0.5072
2	20000	6065	3.2975	1	0.7534	1.2776	0.99	0.99	0.5074
3	20000	11683	1.7118	1	0.7811	1.2434	0.99	0.99	0.4938
4	20000	13131	1.5231	1	0.7804	1.2293	0.99	0.99	0.4882
5	20000	6065	3.2975	1	0.7534	1.2776	0.99	0.99	0.5074

En la Tabla 4 - 5 se presentan los resultados para el ciclo de carga usando aire y la integración con el sistema de descarga Rankine. En este sistema las relaciones de presión son más bajas en general para todas las sales, respecto a las del sistema con CO₂, lo cual implica potencialmente en menores demandas para el compresor y ahorro de costos. Sin embargo, el COEP y RTE caen alrededor de 1% en la mayoría de los casos, exceptuando las sales 3 y 4 en las que se registra un ligero aumento de menos del 0.5% en el COEP y de 0.3% en la RTE.

Ciclo de carga con Argón

Los resultados del ciclo de carga con Argón (Figura 4 - 7, Tabla 4 - 6) son muy similares a los obtenidos para el aire, con la diferencia de que las relaciones de presión son aún menores. El desempeño del sistema en cuanto a COEP y RTE es ligeramente superior (0.15%) al del ciclo de carga con aire, pero aún no supera al ciclo de carga con CO₂.

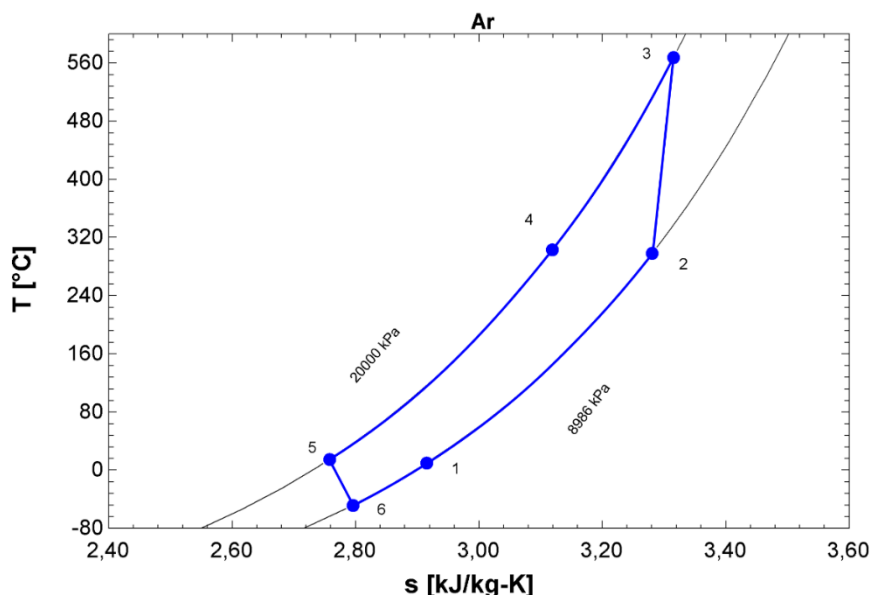


Figura 4 - 7: Diagrama T-s del ciclo de carga con Argón (Para ciclo WSC y sal 1)

Tabla 4 - 6: Resultados del ciclo carga con Argón y desempeño general del sistema PTES (Para WSC)

Sales	P_{max_P2H} [kPa]	P_{min_P2H} [kPa]	r_{P2H}	x_{t_out}	$COEP_{P2H}$	COP_{P2H}	x_{i_HX}	x_{i_TES}	RTE
1	20000	8986	2.2257	1	0.7546	1.2816	0.99	0.99	0.5087
2	20000	9013	2.2191	1	0.7548	1.2815	0.99	0.99	0.5089
3	20000	14049	1.4236	1	0.7817	1.2446	0.99	0.99	0.4943
4	20000	15182	1.3173	1	0.7808	1.2299	0.99	0.99	0.4885
5	20000	9013	2.2191	1	0.7548	1.2815	0.99	0.99	0.5089

Ciclo de carga con CO₂ y calentador eléctrico en serie

Los resultados de la adición de un calentador eléctrico en serie y mantener la temperatura máxima de la bomba de calor en el estado 3 en 480 °C son mostrados en la Figura 4 - 8 y Tabla 4 - 7. Con este tipo de sistemas se generan tasas de recuperación alrededor de 0.7 incluso para las sales 1, 2 y 5 que presentan temperaturas de fusión bajas. En estas sin embargo, la tasa de recuperación sigue estando dentro del rango que permite tener ciclos transcíticos con una calidad máxima de vapor a la salida de la turbina que no sobrepasa el 98%. Es por esto que la presión máxima optimizada cae a aproximadamente 6 MPa,

pero no a valores tan bajos como el obtenido para la sal 3, en donde el ciclo es supercrítico. Para la sal 4, la tasa de recuperación es tan alta (Estados 3 y 4 muy juntos) que no se logra un resultado posible desde la perspectiva de la segunda ley de la termodinámica. La relación de presiones es baja en términos generales manteniéndose en el rango de 1.3-3.6. Por su parte el rendimiento de la bomba de calor y desempeño general del sistema RTE es el más bajo de todos, con una reducción del 3% en el COEP y de 5% en la RTE respecto de los sistemas con CO₂ sin calentador eléctrico. La reducción del COEP de la bomba de calor no es tan significativa pero el efecto de la adición del calentador eléctrico es cuantificado en el $COEP_{EH_P2H}$, en el que se tiene la relación total del calor proporcionado por el conjunto bomba de calor-calentador eléctrico y el trabajo eléctrico consumido. Este coeficiente es en general 7% más bajo que la combinación del COEP y ξ_{HX} en el sistema con CO₂ analizado anteriormente y es el que genera la reducción de la RTE.

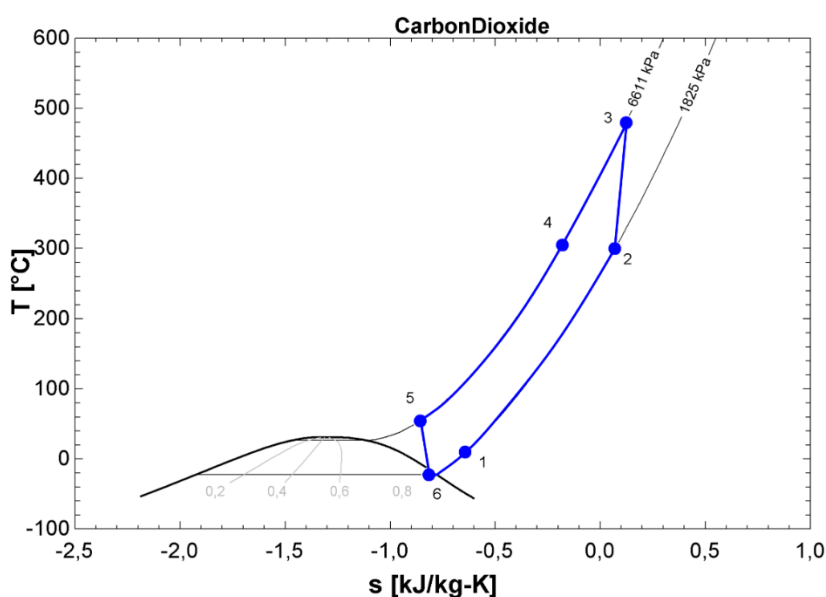


Figura 4 - 8: Diagrama T-s del ciclo de carga con CO₂ y calentador eléctrico (Para ciclo WSC y sal 1)

Tabla 4 - 7: Resultados del ciclo carga y calentador eléctrico con CO₂ y desempeño general del sistema PTES (Para WSC)

Sales	P_{max_P2H} [kPa]	P_{min_P2H} [kPa]	r_{P2H}	x_{t_out}	$COEP_{P2H}$	$COEP_{EH_P2H}$	ξ_{TES}	RTE
1	6611	1825	3.6216	0.9672	0.7312	0.6843	0.99	0.4656
2	6181	1716	3.6026	0.9737	0.7313	0.6848	0.99	0.4660
3	132	100	1.3240	1	0.7115	0.6494	0.99	0.4144
5	6181	1716	3.6026	0.9737	0.7313	0.6848	0.99	0.4660

Análisis de la calidad del vapor a la salida de la turbina

Como se mencionó antes, el límite mínimo de la calidad del vapor a la salida de las turbinas industriales está en el rango del 85-90%. Es por esto que los sistemas PTES con

ciclo de carga utilizando CO₂, en los que la calidad del vapor en el estado 6 es menor del 80% para las sales 1, 2 y 5, presentan grandes retos técnicos a la hora de ser implementados en una aplicación real. A continuación, se analiza el desempeño de la bomba de calor en términos del COEP, al alterar las condiciones operativas para que la calidad del vapor a la salida de la turbina esté dentro del límite permitido.

En la Figura 4 - 9 se presenta la variación del COEP del ciclo de carga del CO₂ con la calidad del vapor a la salida de la turbina. En este caso se varía manualmente la presión máxima de operación de la bomba de calor y no se realiza el procedimiento de optimización que daría como resultado una presión en el límite máximo de 20 MPa. En la figura se observa que a medida que se aumenta la presión máxima el COEP del ciclo aumenta, sin embargo, la calidad de vapor en el estado 6 se hace menor. Al disminuir la presión se puede llegar a un punto operativo en el que la calidad del vapor está el límite admisible de 85%. Este punto corresponde a una presión cerca de los 15 MPa y un COEP de 75.75%, aproximadamente. Así, el desempeño disminuiría en 0.45% respecto del sistema optimizado. En principio esta pérdida en el COEP puede considerarse poco significativa. Sin embargo, al disminuir la presión de operación también se afecta la densidad de potencia del sistema de almacenamiento (y por tanto el tamaño de la bomba de calor) como se describe en la siguiente sección.

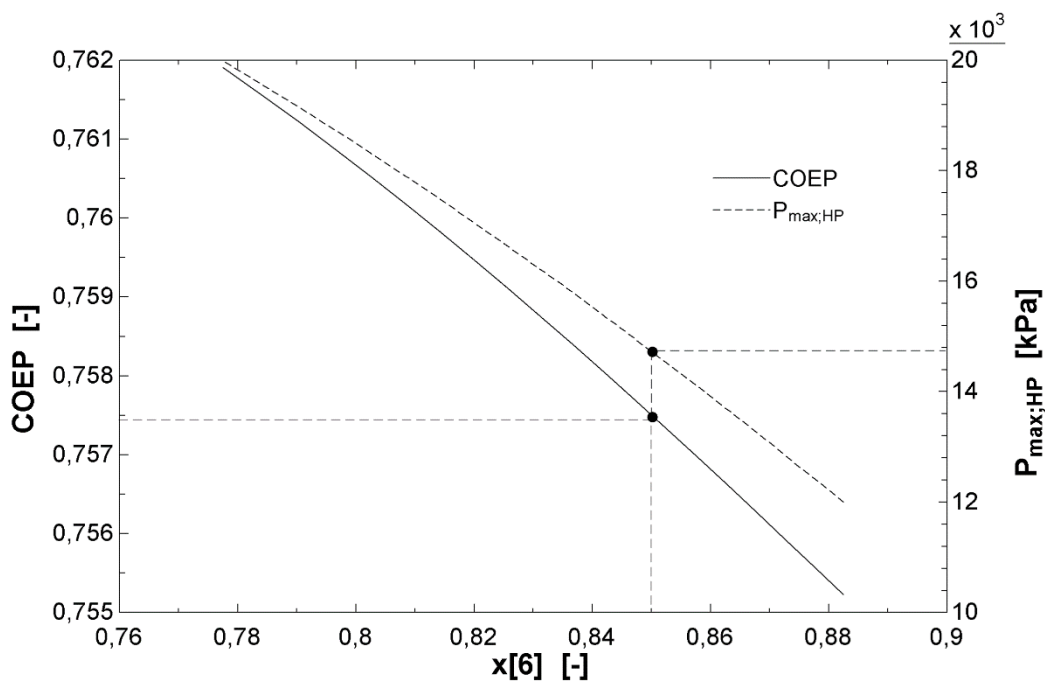


Figura 4 - 9: Variación del COEP con la calidad de vapor en el estado 6 para bombas de calor con CO₂

Una segunda alternativa para la solución del problema de la calidad de vapor a la salida de la turbina es la sustitución de esta por una válvula de expansión. De esta forma el CO₂ pasa del estado 5 al 6 con entalpía constante y el vapor estaría cerca del límite de saturación ($x=1$) como se muestra en la Figura 4 - 10. Pese a esto, con el reemplazo de la

turbina ya no hay recuperación de trabajo y esto impacta negativamente en el COEP de la bomba de calor.

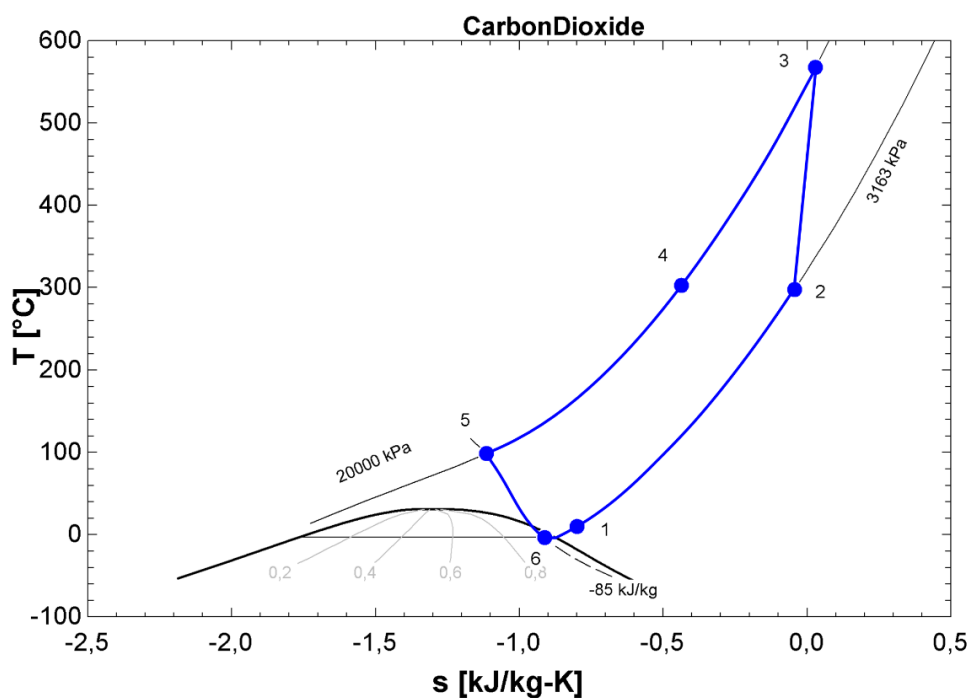


Figura 4 - 10: Diagrama T-s ciclo de carga con CO₂ y válvula de expansión reemplazando a la turbina

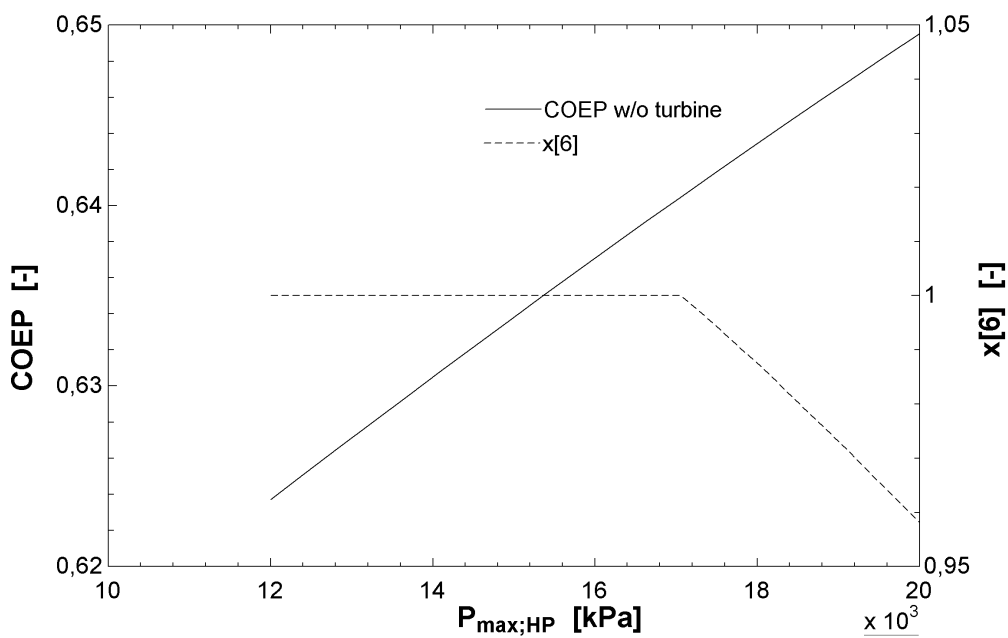


Figura 4 - 11: Variación del COEP y validez de vapor en el estado 6, en bombas de calor con válvula de expansión en lugar de turbina

En la Figura 4 - 11 se presenta el comportamiento del COEP de un ciclo de carga con esta modificación. Para este caso se invirtieron los ejes de la presión y calidad de vapor para que se observara el comportamiento de esta última, la cual a presión optimizada (que en este sistema sigue siendo el límite máximo de 20 MPa para sales 1, 2 y 5) no cae por debajo de 95%. Cuando se disminuye la presión, la calidad de vapor sobrepasa el límite de saturación y se tienen ciclos supercríticos con vapor sobrecalentado a la salida de la turbina. La ventaja de esta alternativa es que el ciclo de carga puede ser operado a presión máxima, lo que ayuda a que el sistema sea más compacto, sin embargo, la pérdida en COEP es considerable con una disminución del 11% respecto del sistema con turbina en el punto de operación presentado anteriormente ($x=85\%$)

Análisis tasa de recuperación en HP

El modelo de ciclo de carga mostrado hasta ahora fue resuelto teniendo en cuenta los niveles de temperatura de las sales fundidas necesarios para el funcionamiento del ciclo de descarga (y teniendo en cuenta las pérdidas de calor en los tanques de almacenamiento). Como se presentó en la sección de metodología, la máxima temperatura de la bomba de calor en el estado 3 está determinada por un diferencial de temperatura de 15 °C sobre la temperatura máxima de las sales. Para la determinación de la temperatura del estado 4 por su parte se usó el procedimiento de equipartición de la generación de entropía [82] en el intercambiador de calor para maximizar la eficiencia exergética de esta transferencia. Sin embargo, como se ha visto en los anteriores resultados, el desempeño de la bomba de calor depende además del nivel de presiones, de los niveles de temperatura en los estados 3 y 4, y es por esto que fue necesario verificar que el producto del COEP del ciclo de carga y la eficiencia exergética del intercambio de calor con las sales fuera el óptimo. Para esto se compararon los resultados de los ciclos de carga con el método de equipartición de entropías usado y los obtenidos al variar el estado 4 (que a su vez define la tasa de recuperación γ_{HP})

En la Figura 4 - 12 y Figura 4 - 13 se observa la variación del COEP, eficiencia exergética del intercambiador con las sales fundidas ($\xi_{HX-HP2TES}$) y eficiencia combinada de una bomba de calor usando CO₂ y sales 1 y 3. La línea punteada en rojo representa el resultado obtenido con el método de equipartición de entropías para la determinación de la temperatura en el estado 4. La tendencia de la eficiencia exergética combinada está dominada principalmente por la caída del COEP a medida que se aumenta la tasa de recuperación, y aunque la eficiencia del intercambiador también disminuye con una pendiente constante a partir de tasas de recuperación de 0.57, el COEP no disminuye en igual medida y sigue siendo más determinante en la eficiencia combinada. Para la sal 1 las mayores eficiencias se alcanzan en tasas de recuperación cercanas a 0.5, sin embargo, el valor calculado a través del método descrito se encuentra en una tasa poco mayor a 0.52 en el que la temperatura del estado 4 es de 300.5 °C aproximadamente. Si se sigue disminuyendo la tasa de recuperación podría obtenerse una mejor eficiencia combinada y la temperatura del estado 4 se acercaría a la temperatura de entrada de las sales, que en este caso fue de 299.4 °C. Pese a esto, la mejora en la eficiencia exergética puede no justificar el aumento de flujo másico del CO₂ y consecuente incremento del área de transferencia del intercambiador de calor debido a la reducción de la diferencia de

temperatura entre el CO₂ y las sales. Es por esto que se considera que el método utilizado en este caso para la configuración de las temperaturas del CO₂ en el intercambiador con las sales es adecuado.

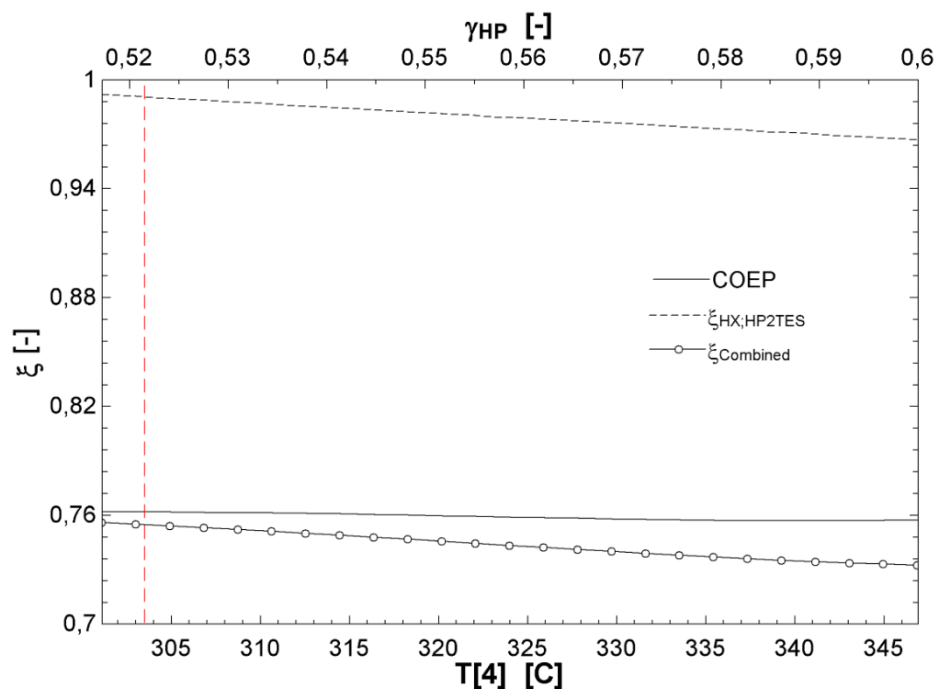


Figura 4 - 12: Variación de COEP y $\xi_{HX- TES}$ con la tasa de recuperación (γ_{HP}) en ciclos de carga con CO₂ y sal 1

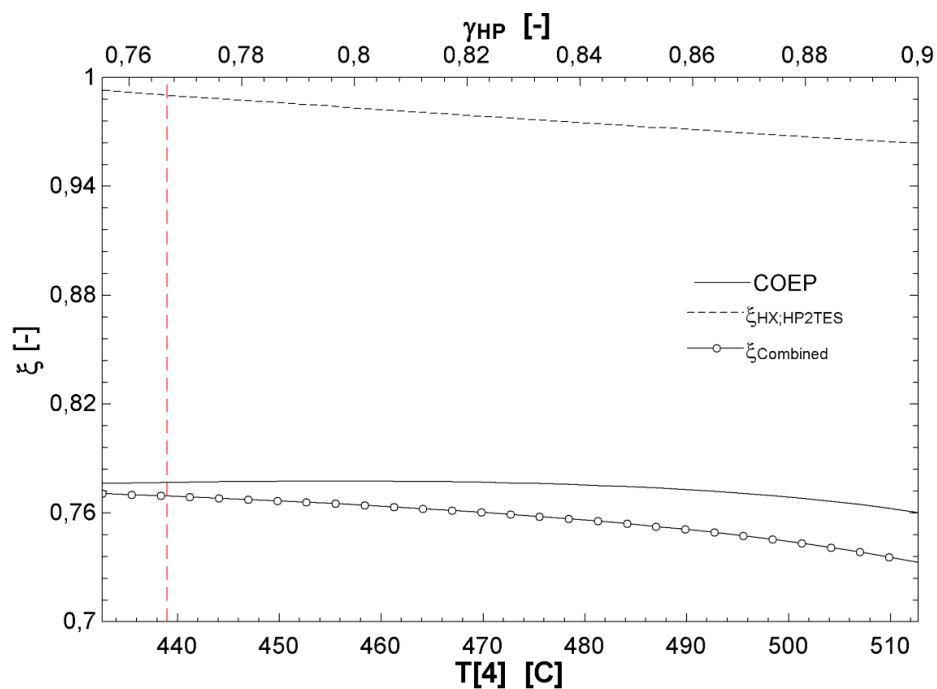


Figura 4 - 13: Variación de COEP y $\xi_{HX- TES}$ con la tasa de recuperación (γ_{HP}) en ciclos de carga con CO₂ y sal 3

Para la sal 3 las tasas de recuperación en la bomba de calor son mayores por efecto de la temperatura de entrada de la sal. En este rango la caída del COEP es más acentuada y por tanto de la eficiencia combinada sigue la misma tendencia. Se observa para esta sal, el mismo comportamiento observado en la sal 1, de la zona cercana a la temperatura en el estado 4 calculada y delimitado con la línea punteada en rojo.

En la Figura 4 - 14 y Figura 4 - 15 se muestra el mismo estudio para bombas de calor con aire y CO₂ más calentador eléctrico, respectivamente, ambas con la sal 1. En estas se muestra una evolución diferente del COEP del ciclo de carga, el cual incrementa a medida que se aumenta la tasa de recuperación. Sin embargo, para ambos casos la eficiencia combinada sigue una tendencia negativa por la caída de la eficiencia exergética del intercambiador con las sales, aunque con una pendiente más leve que en los casos anteriores. En la Figura 4 - 15, se muestra además el $COEP_{HPEH}$, coeficiente exergético del aporte combinado de la bomba de calor y calentador eléctrico, que a diferencia del COEP de la bomba de calor, disminuye a medida que la tasa de recuperación aumenta. Para estos casos se concluye, que el método de equipartición usado para el cálculo de la tasa de recuperación representado en la línea punteada roja, también es adecuado.

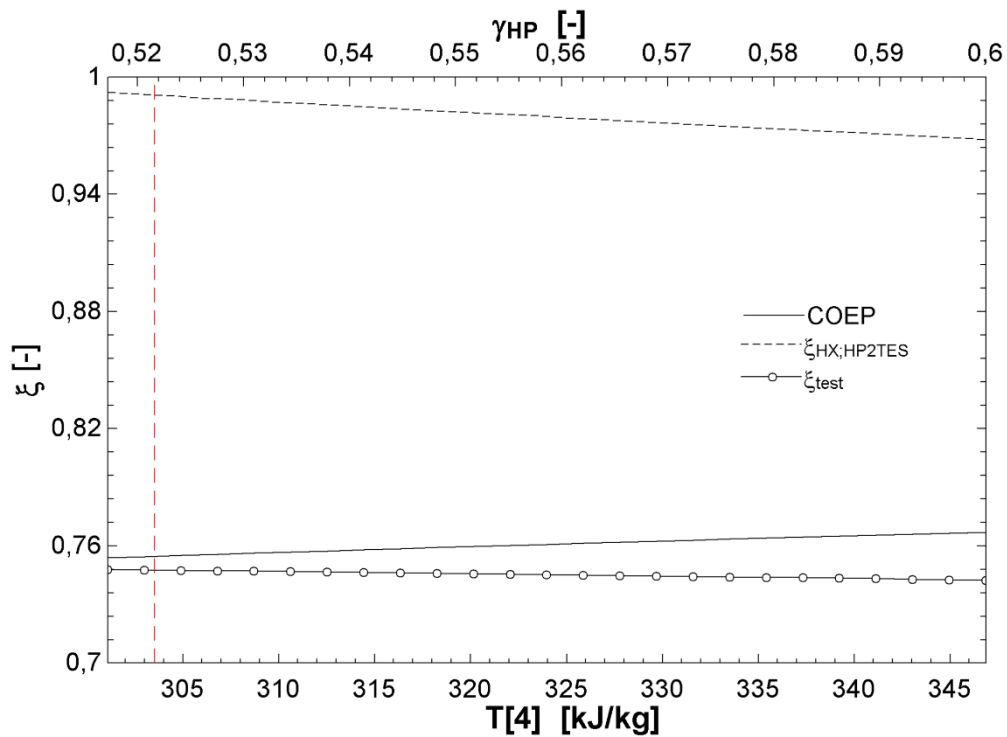


Figura 4 - 14: Variación de COEP y ξ_{HX-TEs} con la tasa de recuperación (γ_{HP}) en ciclos de carga con Aire y sal 1

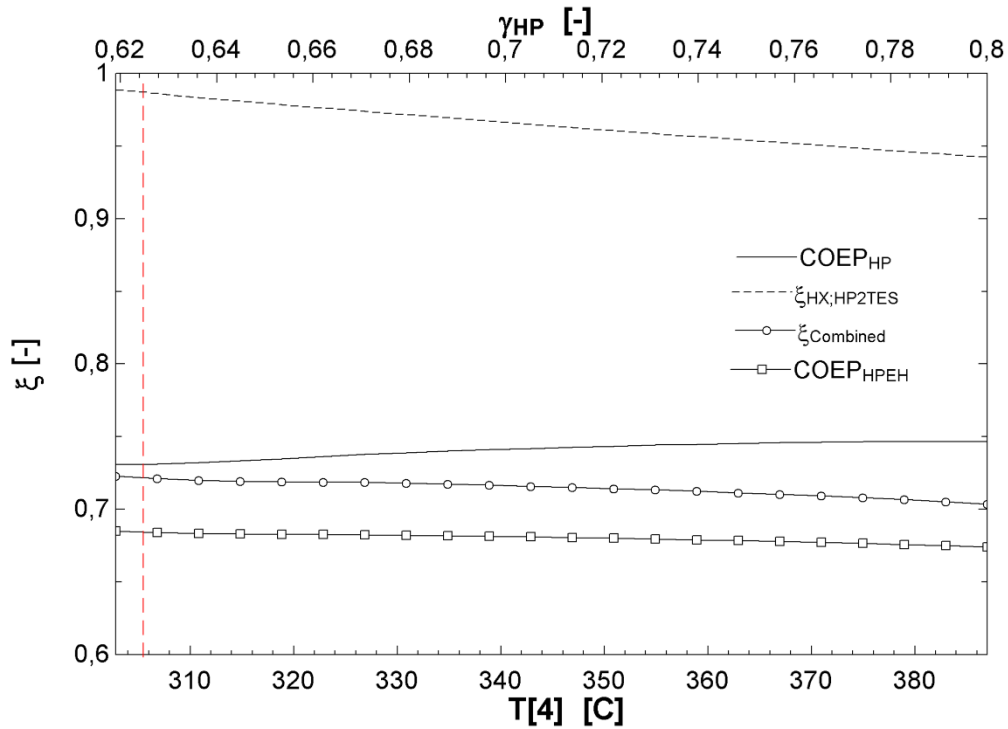


Figura 4 - 15: Variación de $COEP$ y $\xi_{HX-HP2TES}$ con la tasa de recuperación (γ_{HP}) en ciclos de carga con CO_2 , calentador eléctrico y sal 1

4.2 Comparación de sistemas

A continuación, se realiza la comparación del resultado de los parámetros de desempeño en los diferentes modelos de integración PTES para las sales, ciclos de carga y ciclos de descarga estudiados. En la sección anterior se avanzó en el estudio comparativo del $COEP$ de los ciclos de carga y la RTE del sistema de almacenamiento conjunto, principalmente para el ciclo de descarga Rankine. En esta sección se realiza un análisis comparativo entre las diferentes opciones de integración, incluyendo los ciclos de descarga Brayton, con el objetivo de identificar aquellas configuraciones que proporcionen el mejor desempeño global en términos de parámetros como el $COEP$, RTE y otros adicionales mostrados en la Tabla 4 - 8. Como se mencionó en la sección de metodología, la relación de presiones r , es una medida importante para caracterizar el tamaño de los compresores, en donde a mayor r , mayor será el requerimiento en costos del compresor. La exergía destruida Xd_{TES} , cuantifica las pérdidas exergéticas de la integración de las sales fundidas como fluido de almacenamiento térmico y engloba los intercambiadores de calor con los ciclos de carga y descarga y el sistema TES compuesto por dos tanques; por tanto, configuraciones con menor exergía destruida implican una mejor utilización de las sales fundidas. La densidad de potencia ρ_p es un parámetro que relaciona la potencia de salida del sistema de almacenamiento y el tamaño del sistema de carga, medido en términos del flujo volumétrico; sistemas con mayor densidad de potencia serán más compactos y beneficiosos en términos económicos ($\$/kW$). La densidad de energía ρ_E cuantifica la energía total almacenada durante un ciclo de carga y descarga y el volumen de sales fundidas usado, por tanto, es una medida del tamaño de los tanques; a mayor densidad de

energía se obtendrá un costo por unidad de energía (\$/kWh) más bajo y por tanto el sistema es más competitivo. Finalmente, el costo de sales hace referencia al costo en USD del inventario de sales, ítem que en la mayoría de proyectos de concentración solar con almacenamiento de energía de este tipo, representa casi el 50% del costo total [84].

En la Tabla 4 - 8 se presentan los resultados de los parámetros antes mencionados con el objetivo de mostrar el rango de los valores obtenidos. Este caso es para el sistema PTES compuesto por el ciclo de descarga Rankine, ciclo de carga con CO₂, potencia de salida neta de 150 MW y parámetros operativos de temperatura y presión definidos al inicio de la sección de resultados. En las siguientes subsecciones se llevan a cabo tres comparaciones principales: sales fundidas, ciclos de carga y ciclos de descarga; en las cuales se analiza la diferencia porcentual con respecto a una configuración base.

Tabla 4 - 8: Resultados de los parámetros de desempeño del sistema PTES con ciclo de descarga Rankine y ciclo de carga con CO₂

Sales	COEP	RTE	r	Xd_TES [MW]	ρ_P [MW/(m ³ /s)]	ρ_E [kWh/m ³]	Costo Sales [USD]
1	0.7619	0.5136	6.30	9.90	3.88	180.89	19,794,909
2	0.7618	0.5136	6.26	9.89	3.89	205.24	40,633,956
3	0.7768	0.4910	2.37	18.64	0.04	123.06	106,875,921
4	0.7772	0.4861	1.97	20.02	0.03	53.90	32,972,896
5	0.7618	0.5136	6.26	9.89	3.89	134.54	32,372,937

4.2.1 Sales fundidas

En la Figura 4 - 16 se presenta la comparación de las configuraciones PTES con ciclo de descarga WSC operando con las diferentes sales fundidas. Se toma como referencia la sal 1 y los parámetros evaluados son COEP, RTE y ρ_P . La comparación es realizada en formato de diagrama ternario con los parámetros antes mencionados por ser estos los principales indicadores de desempeño de los sistemas PTES. El COEP cuantifica la eficiencia de la bomba de calor, la RTE el rendimiento global del sistema de almacenamiento y la densidad de potencia ρ_P , parámetro que es pasado por alto en la mayoría de los estudios, relaciona la potencia entregada con el tamaño del sistema, en este caso el de la bomba de calor⁶. La sal fundida 1, conocida como sal solar (60% NaNO₃ + 40% KNO₃) es tomada como referencia por ser el fluido de almacenamiento térmico más usado en proyectos comerciales para generación de electricidad a partir de energía solar. En la parte a de la figura, con la bomba de calor usando CO₂, se observan dos grupos de sales bien diferenciados: las sales 2 y 5, de un lado y las sales 3 y 4, del otro. Como se explicó anteriormente las sales 1, 2 y 5 dan como resultado rendimiento de sistema muy parecido por tener temperaturas de operación similares. Es por esto que las sales 2 y 5 no presentan diferencias apreciables entre sí. Con respecto a la sal 1, el parámetro más alejado es ρ_P con

⁶ La densidad de potencia ρ_P es calculada en la mayoría de los casos en referencia al tamaño del sistema de descarga, sin embargo, ya se cuenta con numerosos estudios previos sobre los ciclos Rankine y Brayton, no así con las bombas de calor de gran escala.

una ventaja positiva de 0.21%. El COEP obtenido con las sales 2 y 5 es menor con una diferencia de -0.007%, mientras que hay una ventaja en la RTE de 0.001%. Esto se debe principalmente a mejor transferencia de calor con el ciclo de descarga, ya que la sal 1 tiene una temperatura de entrada un poco más baja y se destruye más exergía.

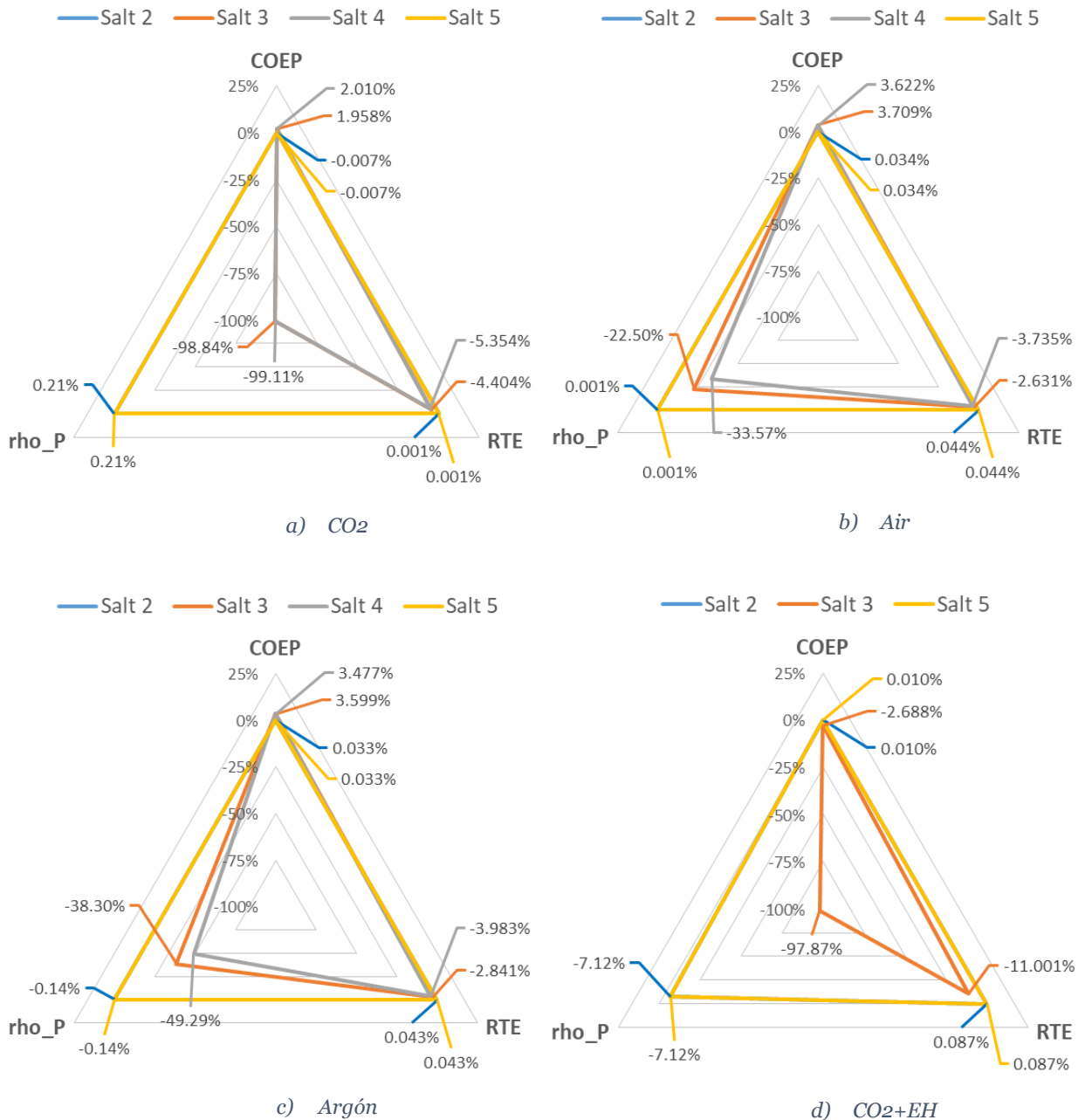


Figura 4 - 16: Comparación de COEP, RTE y rho_P para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: WSC. Ciclos de carga: a) CO₂, b) Aire, c) Argón, d) CO₂+EH

En cuanto a los resultados de la sal 3 y 4, la diferencia del COEP es más acentuada con una ventaja en ambas en el orden del 2%. Pese a esto, el rendimiento global medido con

la RTE es fuertemente penalizado con una diferencia negativa de casi 4%, debido a la destrucción de exergía en la integración de las sales y el ciclo de descarga. En este aspecto, la sal 3 es mejor que la 4 cerca de 1%. Sobre la densidad de potencia se encuentra la diferencia más pronunciada, con una diferencia negativa cerca del 100%, es decir que usando la sal 1 resulta en una densidad de potencia casi 100 veces mayor que con la sales 3 y 4 (Entre estas últimas no hay mayor diferencia) Esto es provocado debido a los niveles de temperatura de operación de estas sales y a la optimización de la bomba de calor, en la cual, se maximiza el COEP a costa de una presión máxima bastante baja. Lo anterior conlleva a la disminución de la densidad del CO₂ y consecuente aumento del flujo volumétrico. Finalmente el aumento del flujo volumétrico del ciclo de carga impacta negativamente en la densidad de potencia.

En los otros ciclos de carga presentados en la Figura 4 - 16, la tendencia de los resultados al comparar las sales es similar al caso con CO₂, especialmente en las bombas de calor usando aire y argón. En estas, las sales 2 y 5 resultan en COEP y RTE mayores con una diferencia más significativa (alrededor de 0.034% en el COEP y 0.044% en la RTE). En términos de densidad de potencia la ventaja positiva de las sales 2 y 5 frente a la sal 1 se redujo e incluso en el ciclo de carga con argón pasa a ser negativa. Los resultados de las sales 3 y 4 experimentan el mayor cambio con la variación del fluido de trabajo en la bomba de calor. En los ciclos con aire y argón las sales 3 y 4 arrojan COEP casi 4% mayor que en el caso del CO₂, sin embargo, la RTE sigue siendo menor que la obtenida con la sal 1. La diferencia negativa en los resultados de la densidad de potencia con las sales 3 y 4 se reduce significativamente al usar ciclos con aire y argón, y pasan a estar en el rango de -50 y -20%. Finalmente, en el ciclo de carga con CO₂ y calentador eléctrico en serie, los resultados con las sales 2 y 5 experimentan el mayor aumento en RTE, pero se ha penalizado la densidad de potencia con una diferencia negativa del 7%. Como se dijo anteriormente, con la sal 4 y este ciclo de carga no se obtienen resultados posibles. En el caso de la sal 3, el COEP muestra una diferencia negativa de -2.7% y la RTE tienen una desventaja más pronunciada (-11%). La comparación del efecto producido por los diferentes fluidos de trabajo en el ciclo de carga es analizado en la sección posterior.

La Figura 4 - 17 presenta la comparación de las sales en término de otros parámetros de desempeño. Estos están ligados indirectamente al aspecto económico como la relación de presiones (capacidad del compresor) o más directamente, como el costo del inventario de sales. La exergía destruida del sistema de almacenamiento es un parámetro auxiliar que mide el nivel de integración de las sales en los ciclos de carga y descarga. Finalmente la densidad de energía, es un parámetro estrechamente ligado al tamaño de los tanques de almacenamiento. En este caso se muestra la comparación solamente para el ciclo de carga de CO₂, ya que la comparación de la influencia de los fluidos de trabajo es analizada posteriormente. Además, conforme al análisis realizado en párrafos anteriores, el efecto de las sales no varía en gran medida al cambiar el fluido de trabajo en el ciclo de carga y la tendencia es similar. Las sales 2 y 5 presentan una ventaja en la relación de presión respecto a lo obtenido con la sal 1, implicando un ahorro económico potencial en el costo del compresor. Sin embargo, esta diferencia es de solo -0.65%. Por su parte, para las sales 3 y 4 la diferencia en relación de presión es mucho más significativa y está en el rango de -65% siendo el resultado de la sal 4 cerca de 6.5% más favorable respecto de lo obtenido con la sal 3. El valor de la exergía destruida es complementario con los resultados

anteriores de COEP y RTE. La exergía destruida en los intercambiadores que integran las sales con los ciclos de carga y descarga, y la destruida en los tanques de almacenamiento, es menor con las sales 2 y 5 (-0.13%) y bastante mayor en el caso de las sales 3 y 4 (88% en la sal 3 y 102% en la 4).

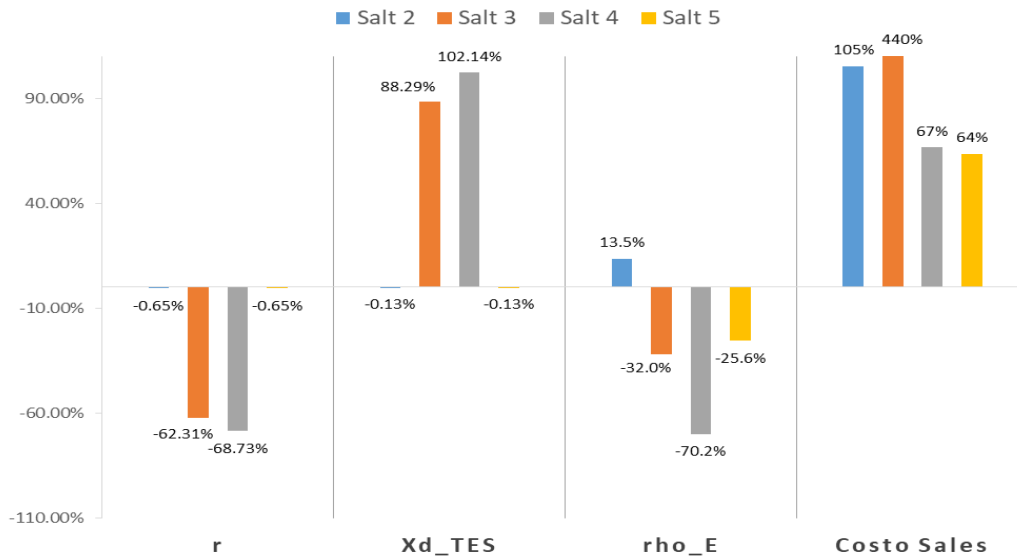


Figura 4 - 17: Comparación de r , Xd_{TES} , ρ_{E} y Costos para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: WSC. Ciclo de carga: CO₂

En los resultados de la densidad de energía se observa un comportamiento diversificado. La sal 2 es la única que supera en densidad de energía a la sal 1 con 13.5% y por tanto significaría un sistema de almacenamiento más compacto conllevando ahorro económico y en lo que se conoce como land footprint (área de la planta). Por su parte la sal 5 presenta una diferencia negativa de -25.6% y le siguen la sal 3 con -32% y la 4 con 70.2%. Si bien la densidad de energía es afectada por la densidad particular de cada sal, en este caso el mayor impacto lo genera el nivel de temperatura en primer orden y en segundo el calor específico de cada sal, los cuales modifican el flujo másico. Por último, el inventario de las sales comparadas es en general más costoso que el de sal 1, producto por un lado del flujo másico, nivel de temperatura y potencia de la descarga, así como del costo por tonelada de cada sal. La sal con mayor costo es la 3 con una diferencia de 440%, seguida por la sal 2 con 105%, la 4 con 67% y la 5 con 64%. En estos últimos parámetros de desempeño se observa que sales como la 1, 2 y 5 aunque resultan en un rendimiento exergético del sistema similar, tienen diferencias marcadas en términos económicos por la diferencia de flujos másicos y costo del material.

En las Figura 4 - 18 y **Error! Reference source not found.** Figura 4 - 19 se presenta la comparación de las sales fundidas esta vez para el ciclo de descarga Brayton con partial cooling y se mantiene el ciclo de carga con CO₂. Si bien la comparación de los ciclos de descarga es realizada posteriormente, se analiza si la tendencia de los resultados de las sales varía con el ciclo de descarga. Para este caso, los resultados de las sales presentan menos diferencias y con las sales 3 y 4, a pesar de que el COEP ahora es menor (-0.38%

respecto a la sal 1) la diferencia en la RTE ha disminuido considerablemente y sólo está por debajo 0.1% con la sal 3 y 1% con la sal 4. Con respecto a la densidad de potencia, la diferencia se redujo aun más y los resultados son más cercanos en todas las sales, siendo la sal 4 la de peor desempeño con una diferencia negativa de 15%, seguida por la sal 3 con -2%.

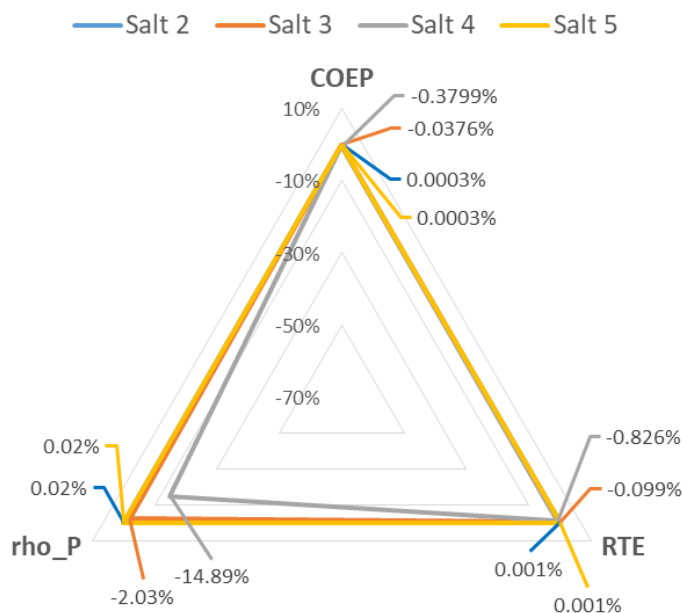


Figura 4 - 18: Comparación de COEP, RTE y rho_P para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: BPC. Ciclo de carga: CO₂

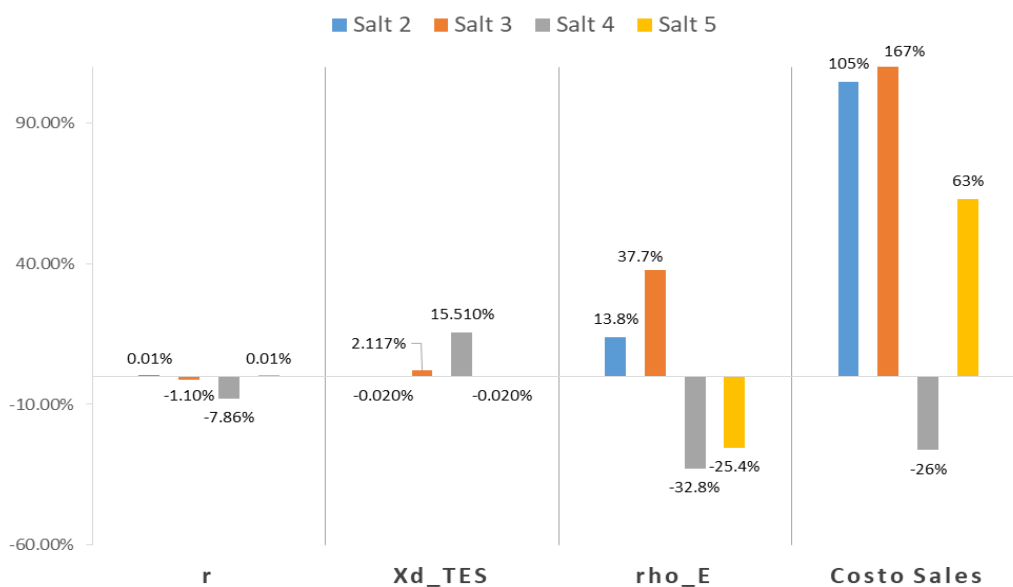


Figura 4 - 19: Comparación de r, Xd_TES, rho_E y Costos para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: BPC. Ciclo de carga: CO₂

En cuanto a la relación de presión, el resultado de las sales 2 y 5 se invierte pues no tienen ventaja marcada con respecto a la sal 1. Por su parte en las sales 3 y 4, la relación de presión se equipara significativamente al caso con la sal 1, pero la sal 4 sigue teniendo la ventaja con -8%. Teniendo en cuenta la exergía destruida en el sistema de almacenamiento, se mantiene la tendencia de las configuraciones WSC, sin embargo la exergía destruida con las sales 3 y 4 disminuye cerca del 80% en ambos casos y esto se refleja en la mejora de la RTE. En la densidad de energía los resultados de las sales 2, 4 y 5 se mantienen similares. La sal 3 por su parte ahora es la que tiene mayor densidad de energía, debido principalmente a que las temperaturas de operación ahora son muy similares, y al ser la sal con más capacidad calorífica presenta el menor flujo másico, a esto se le suma que también es la segunda sal más densa. En cuanto los costos del inventario de sales, las sales 2 y 5 no presentan grandes diferencias respecto al caso con WSC. Sin embargo, la diferencia en costo obtenido con la sal 3 respecto a la 1 se redujo de 440% a 167%. La diferencia de mayor importancia ocurre con la sal 4 en la que el costo del inventario es menor que para la sal 1, ocasionado por la equiparación de flujos másicos y que la sal 4 tienen el menor costo por tonelada.

Para finalizar la sección de comparación de sales fundidas, se presenta en las Figura 4 - 20 y Figura 4 - 21, los resultados de las sales con el ciclo Brayton con intercooling en el compresor principal.

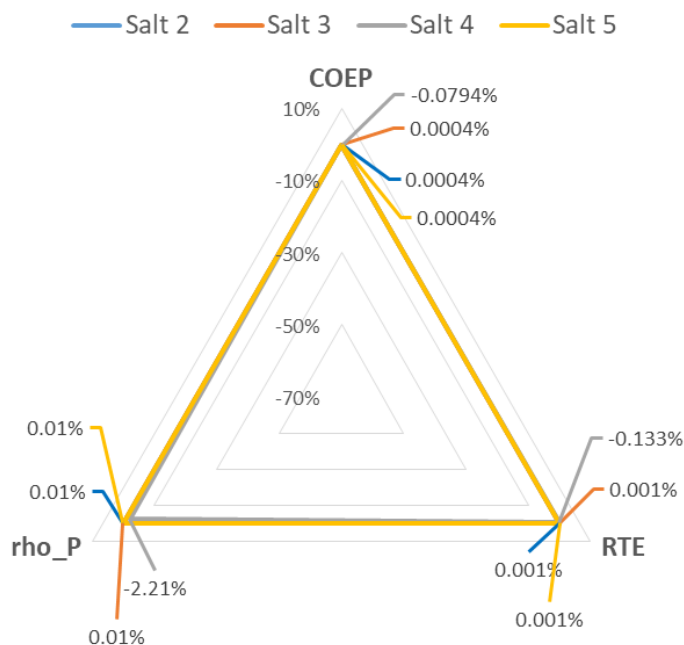


Figura 4 - 20: Comparación de COEP, RTE y ρ_P para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: BIC. Ciclo de carga: CO₂

En esta configuración los parámetros de rendimiento operativo como el COEP, RTE y ρ_P son similares para todas las sales. La única diferencia destacable ocurre en la sal 4 que presenta una densidad de potencia 2.2% menor respecto a la sal 1. La tendencia de las diferencias comparativas de la densidad de energía y costo de sales se mantiene en

relación al ciclo Brayton anterior, sin embargo, en el caso de la sal 4 la diferencia de la ρ_E se redujo y ahora es la sal 5 la que da como resultado la menor densidad de energía. Esto se debe a que, con el aumento uniforme de la temperatura mínima de operación para todas las sales originado por este ciclo de descarga, y teniendo en cuenta las diferencias de calor específico, el flujo másico de la sal 5 aumenta en mayor medida respecto del flujo de la sal 4.

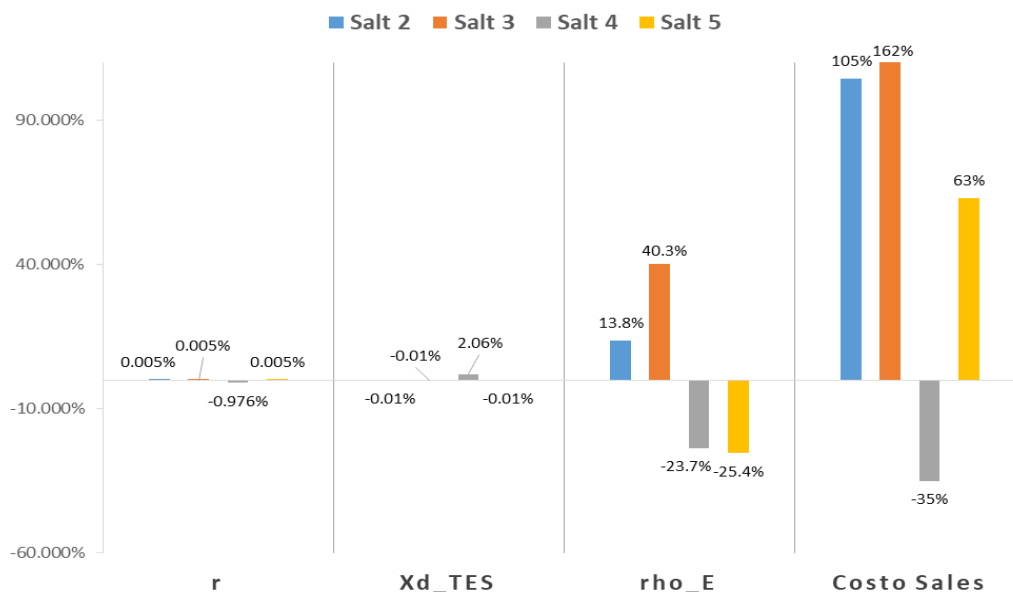


Figura 4 - 21: Comparación de r , Xd_{TES} , ρ_E y Costos para diferentes sales fundidas. Ciclo de descarga: BIC. Ciclo de carga: CO₂

De los resultados de este análisis, se puede establecer que la sal 1 o sal solar es la mejor opción de los medios de almacenamiento térmico estudiados, para la integración del sistema PTES en ciclos de descarga WSC. Aunque con las sales 2 y 5 se obtiene un rendimiento similar al de sal 1 y en varios casos la RTE es un poco mayor, esta mejora no justifica la elevada inversión que debe realizarse para estas opciones en tamaño de tanques e inventario de sales (sólo la sal 2 da como resultado una densidad energética 13% mayor que la sal 1, pero el costo de su inventario es dos veces mayor). La sal 5 puede considerarse la segunda mejor opción a pesar de resultar en mayores costos (64% más en inventario de sales y tamaño de tanques más grande), si se tienen en cuenta ciertos aspectos operativos. En primera instancia, su temperatura de fusión es 40 °C menor, lo que aporta un mayor grado de seguridad en su operación. Y, por otro lado, alcanza una temperatura máxima mucho más alta, que es útil en ciclos Rankine con temperaturas operativas más altas que la analizada hasta ahora. Para las configuraciones PTES con ciclos de descarga Brayton, la sal 1 no es la única opción recomendada. La sal 4 da como resultado un desempeño similar, y aunque la RTE y ρ_E son menores (-0.1% y -24% respectivamente) el costo de inventario de sales es 35% más bajo en el caso BIC.

4.2.2 Ciclos de carga

A continuación, se presenta la comparación de los ciclos de carga. En este caso se tomó como ciclo de carga de referencia la bomba de calor con aire ya que presenta valores constantes de la densidad de potencia para todas las sales. Por su parte, el ciclo con el CO₂ presenta un ρ_p de 0.04 y 0.03 MW/(m³/s) con las sales 3 y 4 respectivamente. La elección de la bomba de calor con aire es sólo con objetivo comparativo ya que hasta al momento no existe un sistema de referencia PTES disponible en el mercado. Caso diferente es el de las sales fundidas en que la sal solar (sal 1) es el fluido más usado. Los parámetros de densidad de energía y costo de inventario de sales no fueron tomados en cuenta en este caso ya que las diferencias porcentuales son mínimas (en el orden 10e-5) y estos parámetros muestran variaciones principalmente cuando se compara entre sales como se mostró anteriormente, o ciclos de descarga. Hasta el momento se han utilizado dos tipos de diagramas para presentar la comparación de los parámetros de desempeño de los sistemas PTES. Uno ternario que contiene al COEP, RTE y ρ_p , y otro de barras con los demás indicadores auxiliares con información de tipo económica en su mayor parte. Esto para enfatizar que el primer grupo de parámetros son los principales en el desempeño exergético de los sistemas. Para la comparación de los ciclos de carga de esta sección se muestran los resultados en un solo diagrama de barras, teniendo en cuenta que la densidad de energía y costo de inventario de sales no presentan variaciones significativas y con el objetivo de presentar los resultados de forma compacta.

En la Figura 4 - 22 se presenta la comparación de resultados de los ciclos de carga para el ciclo de descarga WSC y sal 1. En términos de COEP el ciclo de carga con CO₂ tienen el mayor desempeño con una diferencia positiva de 1.2% respecto al aire, seguido por el argón con 0.2%. El ciclo de carga con menor COEP es el que usa CO₂ y calentador eléctrico en serie con una diferencia negativa de -2.9%. En la RTE, la tendencia presentada para el COEP para las diferencias porcentuales de los ciclos de carga se mantiene, con la diferencia de que en el ciclo de carga con calentador eléctrico la RTE disminuye hasta -8.2% con respecto al aire. En cuanto a la densidad de potencia, el ciclo de carga con aire es el que presenta mejor comportamiento; el ciclo con argón aunque por debajo, presenta una diferencia no tan significativa (-0.8%), le sigue el ciclo con CO₂ con -7.7% y el de CO₂ más calentador eléctrico con -50%. Para la relación de presiones el comportamiento es variado. Por un lado, el ciclo con argón es el de menor r y tiene diferencia negativa de -32.8%, mientras que el ciclo con CO₂ presenta el mayor valor con 90%, seguido del HPEH-CO₂ con 9.4%. Por último, el ciclo de carga que usa argón presenta el mejor desempeño en cuanto a destrucción de exergía en el sistema de almacenamiento; el ciclo con CO₂ es mejor que el de aire en este aspecto, mientras que el HPEH-CO₂ da como resultado una mayor destrucción de exergía. Teniendo esto en cuenta se puede observar que para configuraciones con ciclo de descarga WSC y sal 1 el ciclo de carga HPEH-CO₂ no es aconsejable y presenta el peor rendimiento en todos los aspectos. La única ventaja sobre el ciclo con CO₂ sin calentador, es que podría ser implementado con la tecnología de compresores actual. El sistema con CO₂ tiene el mejor rendimiento teórico (ya que no se cuenta en este momento con compresores de CO₂ de muy alta temperatura) en cuanto COEP y RTE, pero tiene menor densidad de potencia que sus contrapartes con aire y argón. Además, la relación de presiones es elevada lo cual aumenta los requerimientos del compresor. Al final, la selección dependería de un estudio económico, ponderando la

eficiencia, con el tamaño del sistema y el costo del compresor. Considerando los ciclos de carga que usan aire y argón, el segundo de estos es mejor en términos generales, especialmente en la relación de presiones. La única excepción se da en la densidad de potencia. En la selección de un fluido por sobre otro habría que considerar además el costo de cada uno y las implicaciones técnicas para su operación.

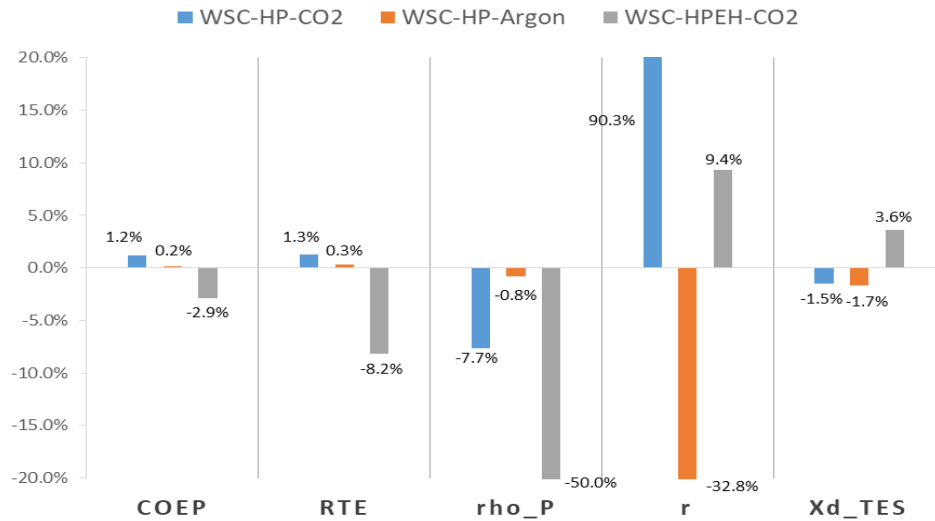


Figura 4 - 22: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de carga. Ciclo de descarga: WSC. Sal: 1

En la Figura 4 - 23 se analizan los resultados de los ciclos de carga, esta vez para la sal 3. Se selecciona esta debido a que las sales 2 y 5 como se vio anteriormente son muy similares a la sal 1; lo mismo ocurre entre la sal 4 y la 3, con la salvedad de que con la sal 4 no es posible usar el ciclo HPEH-CO2 desde el punto de vista de la segunda ley de la termodinámica.

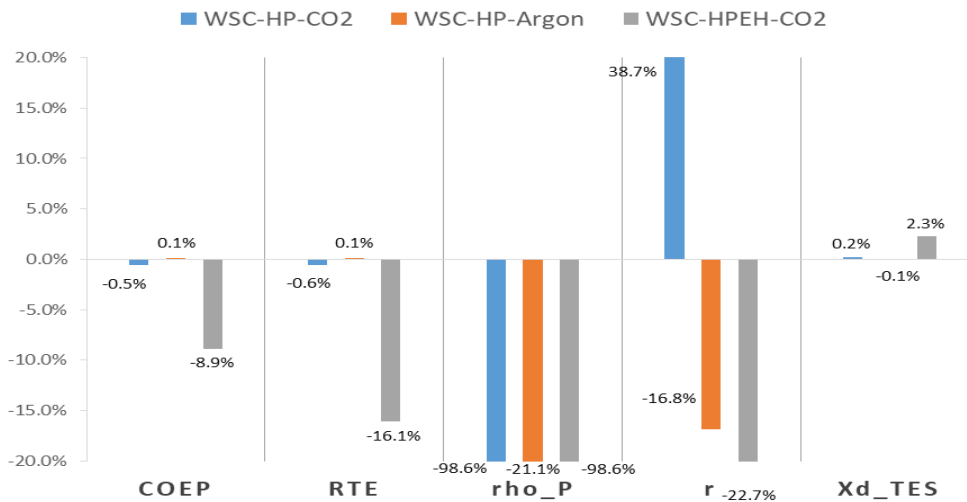


Figura 4 - 23: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de carga. Ciclo de descarga: WSC. Sal: 3

El comportamiento del ciclo de carga con argón, respecto al del aire, es similar al caso con la sal 1, con la diferencia de que la ventaja en el COEP, RTE y relación de presiones se ha reducido (en esta última considerablemente) y en términos de densidad de potencia el sistema con aire lo supera con mayor ventaja (20%). El rendimiento del ciclo con CO₂ en cuanto a COEP y RTE se invierte (-0.5% y -0.6% respectivamente) y la diferencia porcentual de la densidad de potencia ha aumentado de -8% a casi -99%. Pese a esto, la relación de presiones ha disminuido. Para el ciclo HPEH-CO₂, el rendimiento empeoró significativamente en términos generales exceptuando la relación de presiones en donde se obtiene como resultado el mejor desempeño. Teniendo en cuenta los resultados de la sal 3, el mejor fluido de trabajo para el ciclo de carga está sin lugar a dudas entre el aire y argón. La selección entre estos depende del estudio económico relacionando el tamaño del sistema (ρ_p) versus los costos del compresor.

En las Figura 4 - 24 y Figura 4 - 25 se realiza la comparación de los ciclos de carga esta vez para configuraciones con ciclo de descarga Brayton. El ciclo de carga de referencia sigue siendo el que tiene aire como fluido de trabajo, en conjunto con la sal 1. Se compararon los resultados de los ciclos de carga con CO₂ y argón, pero no se incluyó el sistema con CO₂ y calentador eléctrico en serie. Esto es debido a que para los ciclos Brayton ocurre una situación similar a la de la configuración con descarga WSC, CO₂ y sal 4 en el que no se obtienen soluciones posibles. En esa configuración la temperatura máxima del compresor de CO₂ de 480 °C todavía es mayor que la temperatura de mínima de la sal 4 resultado de la integración con el ciclo Rankine y sin embargo desde el punto de vista exergético la solución no es posible (La bomba de calor recibía trabajo eléctrico por el compresor y suministraba calor a las sales y al ambiente, lo cual no es correcto) En el caso de los ciclos Brayton la temperatura mínima de la mayoría de las sales obtenida luego de la integración con el ciclo de descarga superan el límite máximo de temperatura de los compresores reales con CO₂, por lo que esta solución no se puede implementar con estos ciclos de descarga para las condiciones de operación asignadas.

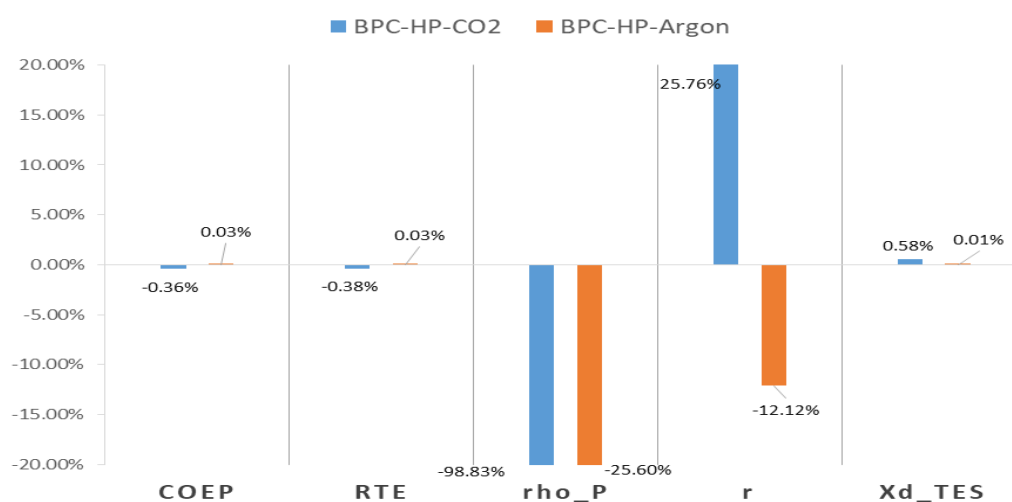


Figura 4 - 24: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de carga. Ciclo de descarga: BPC. Sal: 1

Para el ciclo Brayton con intercooling parcial de la Figura 4 - 24 los resultados de la comparación entre los ciclos de carga son muy similares a los mostrados en el caso de WSC-CO₂ y sal 3 y la mayor diferencia reside en la relación de presiones donde las diferencias se reducen para los dos ciclos de carga en relación con el de aire. En esta configuración se sigue presentando la competencia entre el ciclo de carga con aire y argón por ser el más adecuado. Sin embargo, la favorabilidad aumentó hacia el aire, en vista que con el argón se aumenta la desventaja en densidad de potencia y se disminuye la ventaja de la relación de presión. En el ciclo Brayton con intercooling en el compresor principal de la Figura 4 - 25 los resultados de comparación son muy similares a los del caso anterior pero la selección del ciclo de carga con aire por sobre el argón tiene aún más fundamento.

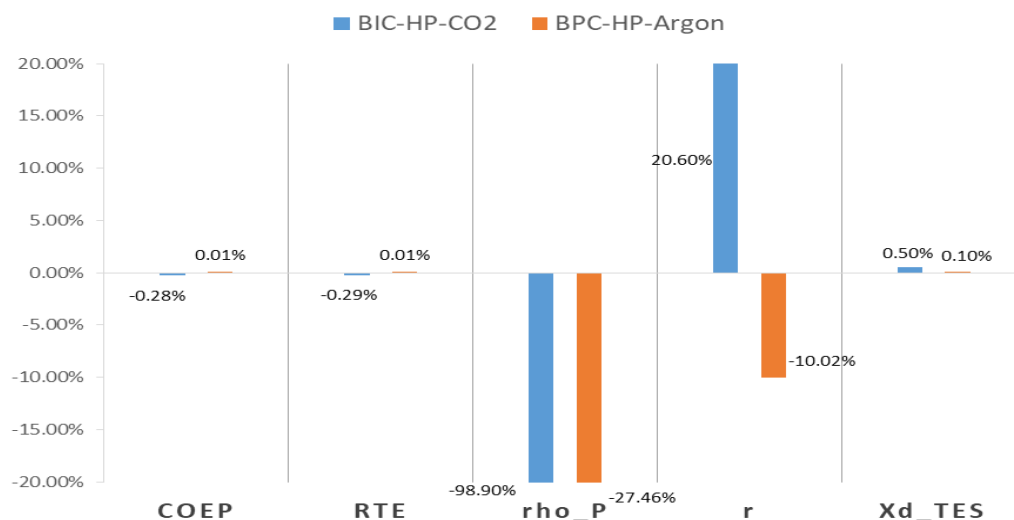


Figura 4 - 25: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de carga. Ciclo de descarga: BIC. Sal: 1

Del análisis realizado para la comparación de los ciclos de carga, el CO₂ es el fluido de trabajo con el que se obtienen los mejores resultados exergéticos, para la integración en ciclos de descarga WSC y sales 1, 2 y 5. Sin embargo, la relación de presiones es la más alta, lo cual puede aumentar los costos de adquisición y operación del compresor. La densidad de potencia tampoco es la mejor, pero sólo difiere en -8% respecto a la opción con aire. Debido a que los compresores actuales de CO₂ no alcanzan la temperatura de estudio requerida, es necesario implementar la configuración con el calentador eléctrico en serie. Este sistema tiene el peor desempeño en términos generales y los ciclos de carga usando aire y argón lo superan con creces. Entre estos últimos, el ciclo con argón es la opción más recomendada, en virtud de que da como resultado una menor relación de presiones y una leve mejora en la RTE. En las configuraciones con ciclo de descarga Brayton, los ciclos de carga con aire y argón superan al ciclo con CO₂. En este caso, con el ciclo de argón se obtiene una mejor relación de presiones nuevamente, pero la opción con aire lo supera significativamente en densidad de potencia. Por esto, el aire puede ser el fluido más indicado para la integración PTES en ciclos de descarga Brayton.

4.2.3 Ciclos de descarga

En la Figura 4 - 26 se presenta la comparación de los resultados de los ciclos de descarga, usando como referencia la sal 1 y CO₂ en el ciclo de carga. El ciclo de descarga de referencia escogido es el WSC con ciclo Rankine. La Figura 4 - 26 cuenta con todos los parámetros para efecto de mostrar los resultados en forma compacta. El estudio fue realizado para una única sal ya que la tendencia del efecto de variar el ciclo de descarga es la misma con las demás sales analizadas.

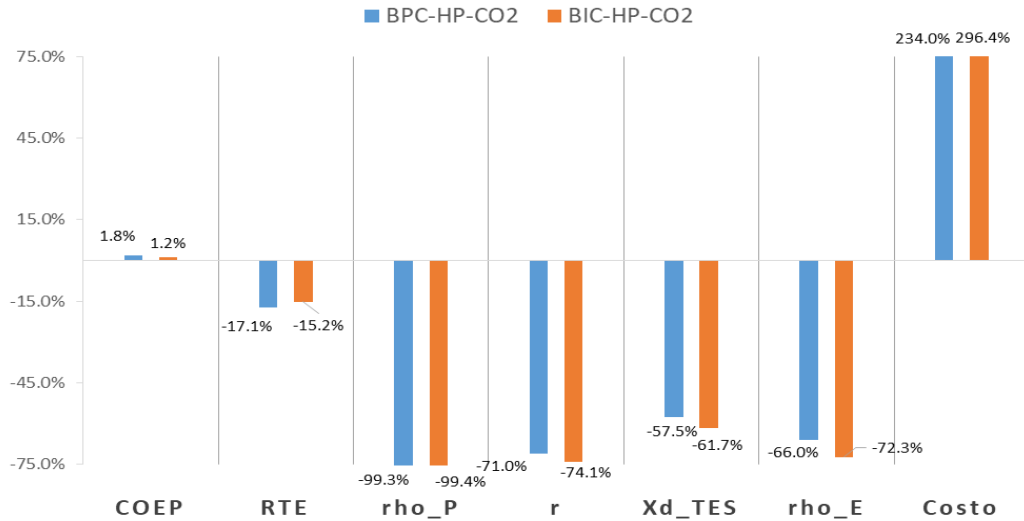


Figura 4 - 26: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de descarga. Ciclo de carga: CO₂. Sal: 1

Para este ciclo de carga, los ciclos Brayton presentan mejores valores de COEP siendo el BPC el mayor. Sin embargo, el ciclo WSC supera con creces en términos de RTE a los ciclos Brayton y en este caso el BPC es el peor. A partir de aquí la configuración con WSC supera ampliamente a los otros en relación al tamaño del sistema, tanto de la bomba de calor con densidades de potencia 100% menor como en tamaño de tanques (densidad de energía); lo anterior también se ve reflejado en el costo del inventario de las sales, el cual es casi 4 veces mayor en las configuraciones con ciclos Brayton. Como era de esperar el ciclo BPC da como resultado un costo de sales menor en comparación con el BIC debido a que en el primero, la diferencia de temperatura en el intercambiador (Estados 10-1, Figura 4 - 3) es mucho mayor, lo que permite que las sales tengan una mayor diferencia de temperatura. Pese a que los ciclos Brayton dan como resultado una relación de presión 70% menor y que la integración de las sales es más adecuada con menor destrucción de exergía (-60%), el ciclo WSC es la selección más óptima para sistemas PTES considerando rendimiento global, tamaño del sistema y costo de sales. Para la selección del segundo ciclo de descarga más indicado se debe tomar en cuenta principalmente la RTE y el costo de sales, parámetros en donde se presentan las mayores diferencias. El ciclo BIC da como resultado mejor RTE en 2%, sin embargo, el costo de las sales en este es aproximadamente 63% mayor que con el BPC. Es por tanto necesario una evaluación económica anualizada para realizar tal selección, pero el costo de las sales puede ser un factor a favor del BPC.

En la Figura 4 - 27 y Figura 4 - 28 se realiza la comparación de ciclos de descarga, usando aire y argón para el ciclo de carga respectivamente. Teniendo en cuenta la configuración con aire, el ciclo WSC sigue siendo amplio vencedor en términos de RTE, tamaño de sistema y costo de sales, pero la ventaja se ha reducido un poco principalmente en los dos primeros parámetros. En cuanto a los ciclos Brayton entre sí, la tendencia es similar a la mostrada anteriormente para la RTE y costo de sales. Para el caso con argón el panorama de comparación no cambia en gran medida.

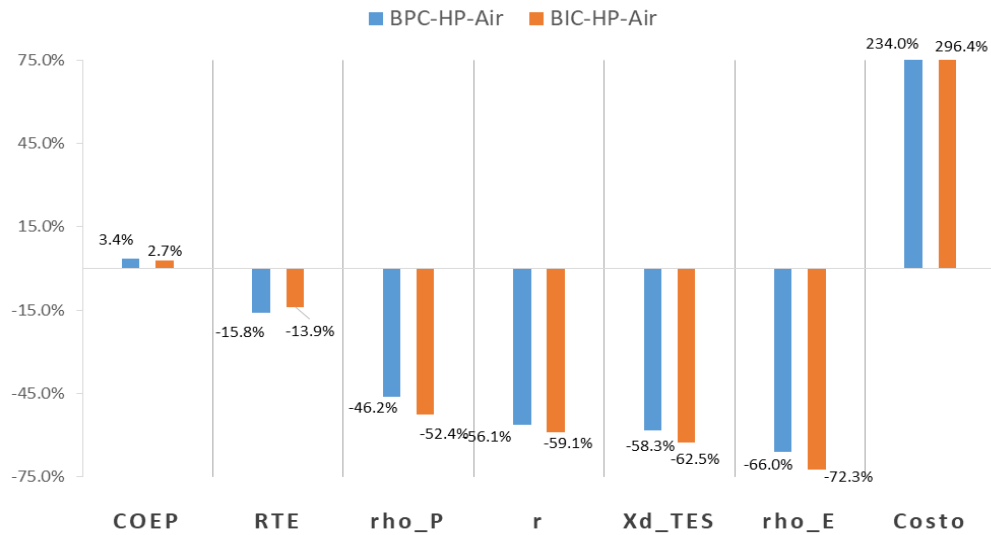


Figura 4 - 27: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de descarga. Ciclo de carga: Aire. Sal: 1

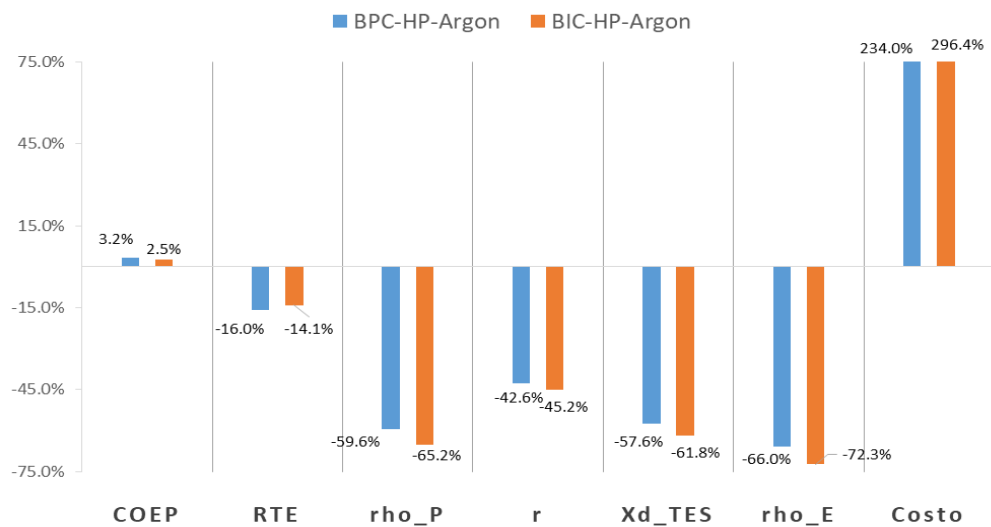


Figura 4 - 28: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de descarga. Ciclo de carga: Argón. Sal: 1

En el análisis realizado para la comparación de las sales fundidas y ciclos de carga, se determinó que la sal 4 y el ciclo de carga usando aire, eran las opciones más recomendadas para la integración en ciclos de descarga Brayton. En la Figura 4 - 29 se presenta la comparación de los ciclos de descarga, usando la sal 4 y el ciclo de carga con aire de referencia. En esta se puede observar que los ciclos Brayton han mejorado en la mayoría de parámetros de desempeño respecto al sistema WSC. Especialmente, las diferencias negativas en densidad de potencia, densidad de energía y costo de inventario de sales, se han reducido notoriamente.

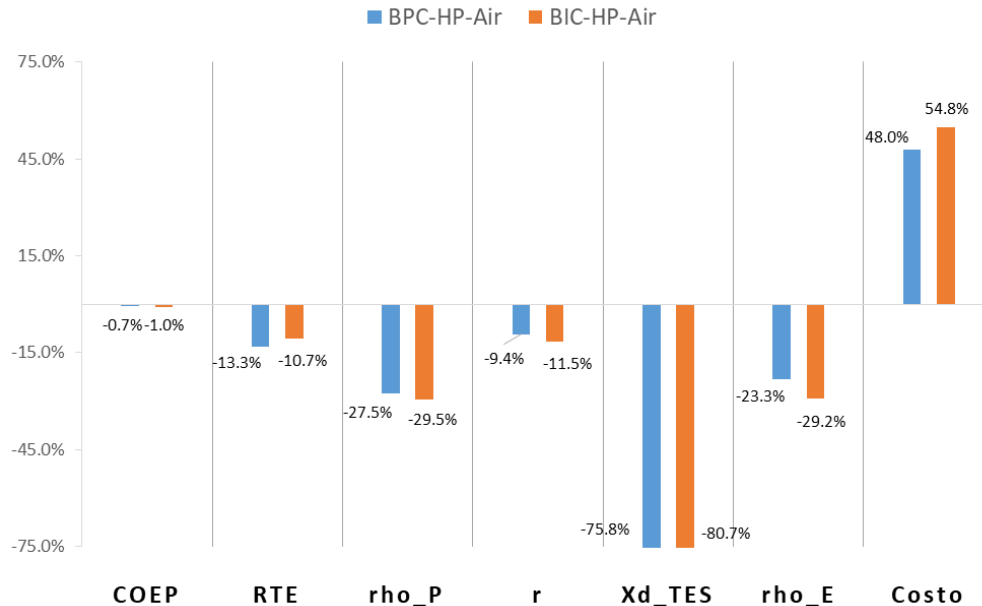


Figura 4 - 29: Comparación de parámetros de operación con diferentes ciclos de descarga. Ciclo de carga: Aire. Sal: 4

Con todo lo anterior el ciclo de descarga WSC se presenta como la mejor opción para la implementación de almacenamiento de energía eléctrica PTES, en las condiciones de operación de temperatura y presión del caso de estudio. Si bien estos parámetros son de centrales eléctricas a base de carbón antiguas y se puede razonar que los ciclos Brayton podrían presentar mejor rendimiento, especialmente a mayor temperatura y presión conforme a lo reportado en la literatura [73], [83] se debe tener en cuenta que la tecnología actual de compresores de aire no supera una temperatura máxima de 600 °C y el límite es mucho menor para el caso del CO₂. Sin embargo, en la sección de estudio de sensibilidad, se analiza nuevamente el comportamiento de estos sistemas cuando se varía la temperatura, presión y otros parámetros operativos.

4.2.4 RTE vs ρ_P

El rendimiento de los sistemas de almacenamiento de electricidad, a nivel de eficiencia y relación tamaño-beneficio, puede ser resumido en términos de la RTE y la densidad de

potencia ρ_P [42], [45]. Como ha sido comentado en secciones anteriores, parámetros relacionados a costos, son necesarios para seleccionar una configuración por sobre otra. Sin embargo, agrupar las diferentes opciones de almacenamiento estudiadas en base a la RTE y ρ_P es un buen punto de partida para la clasificación de estas. En la Figura 4 - 30 se muestra la comparación de los sistemas en un diagrama RTE vs ρ_P .

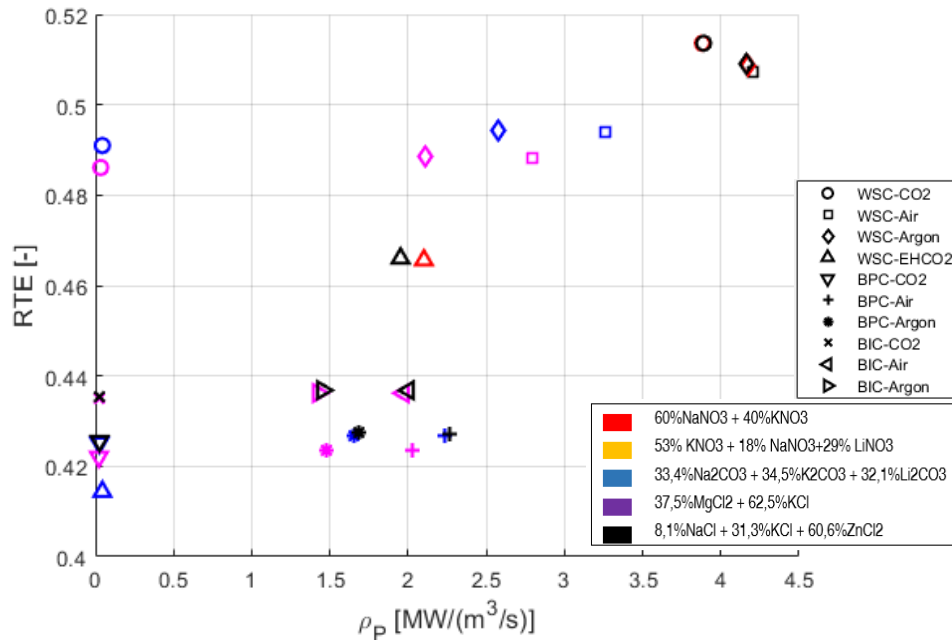


Figura 4 - 30: RTE vs rho_P de las diferentes configuraciones PTES estudiadas para el caso de estudio

En general, se deben preferir las configuraciones en la esquina superior derecha, sistemas con alta RTE y densidad de potencia, es decir configuraciones altamente eficientes y compactas. En este aspecto se observa claramente que los sistemas con ciclo de descarga Rankine, combinados al ciclo de carga con CO₂ y sales 1, 2 y 5 (sales 2 y 5 se superponen), superan al resto en términos de RTE, con una eficiencia cercana a 52% y una densidad de potencia sustancialmente alta cercana a los 4 MW/(m³/s). Le siguen los sistemas WSC combinados con ciclos de carga con aire y argón y las mismas sales, que tienen una RTE menor por alrededor de 0.6%. Sin embargo, estas configuraciones tienen la densidad de potencia más alta de todas, alrededor de 4.2 MW/(m³/s). La selección entre los dos grupos de opciones debe considerar la ponderación económica de sistemas más eficientes en comparación del ahorro en costos por tamaño compacto. Adicionalmente, es recomendable tener en cuenta otros factores estudiados anteriormente y ver qué sistemas tienen menor relación de presión y especialmente en lo que se refiere a la selección de sal fundida, es importante el análisis económico realizado en términos de densidad de energía y costo de inventario (incluso el factor de integración de esta con los ciclos de carga y descarga). Teniendo en cuenta que los compresores de CO₂ para tales temperaturas no existen en la actualidad a conocimiento del autor, las opciones con aire y argón se pueden considerar como las mejores, aplicables para la implementación de sistemas PTES en centrales eléctricas a base de carbón.

Se presentan como opciones interesantes sujetas al costo del inventario de sales, las configuraciones WSC-Air y WSC-Argon con sales 3 y 4. Estas tienen una RTE en el rango 49-50% con una densidad de potencia entre 2-3.5. Los sistemas WSC con ciclo de carga HPEH-CO₂ y sales 1, 2 y 5 se encuentran en el centro del gráfico con RTE de casi 47% y densidad de potencia del orden de 2. Aunque el desempeño del sistema está por debajo de las mejores, hay que considerar el ahorro económico potencial en términos de compresor por trabajar a una temperatura máxima inferior a la de los compresores de aire. Las configuraciones con ciclos de descarga Brayton y ciclos de carga con aire y argón, para todas las sales estudiadas en general, no tienen un buen desempeño con RTE de 42-44% y densidad de potencia de 1.5-2.3. La diferencia principal entre los dos ciclos de descarga Brayton estudiados radica en que los sistemas BIC en general ofrecen mejor RTE, y los BPC con aire tienen una densidad de potencia más alta. Como se estableció en los objetivos de la tesis, la inclusión de los ciclos Brayton en la comparación con la integración de sistemas PTES en sistemas WSC, tiene la intención de analizar la utilización en el futuro de nuevas generaciones de ciclos Brayton como sistemas de generación eléctrica con más eficiencia, especialmente a alta temperatura. En la sección de estudio de sensibilidad, se explora el potencial de los sistemas Brayton con parámetros de operación más altos.

Al lado izquierdo del diagrama se encuentran varias configuraciones con CO₂ en el ciclo de carga en las que la densidad de potencia es muy baja (por debajo de 0.1) y sin aplicación práctica. Esto se debe principalmente a que en estos sistemas la tasa de recuperación en el ciclo de carga es muy alto y en el proceso de optimización del COEP, las presiones de operación caen drásticamente y por tanto la baja densidad del CO₂ genera altos flujos volumétricos. Estos sistemas consisten en los WSC con sales 3 y 4, todas las configuraciones Brayton-HPCO₂ y WSC-HPEHCO₂ con la sal 3.

Variación ρ_p vs P_{max}

A continuación, se presenta el análisis de la variación de la densidad de potencia en aquellos sistemas mencionados con ciclo de carga con CO₂, que debido a la alta tasa de recuperación y maximización del COEP, resultan en bombas de calor con presión de operación baja y por tanto densidad de potencia mínima. Debido a que esta situación se origina precisamente por la optimización de la presión máxima, en este caso tal procedimiento no es llevado a cabo y la presión se varía en un rango establecido. En la Figura 4 - 31 se muestra la variación del COEP y ρ_p con la presión para un sistema WSC-HPCO₂-sal 1 que no presenta esta problemática para efecto comparativo. Se puede apreciar como en este caso el COEP y la densidad de potencia máximos, se obtienen para la presión límite de operación de 20 MPa. Caso contrario es el mostrado en la Figura 4 - 32, en donde se tiene el mismo sistema ahora con las sales 3 y 4. En estas el comportamiento del COEP se invierte y es máximo a presión mínima, además la relación con la densidad de potencia es ahora inversa. Si se aumenta la presión de operación el COEP disminuye gradualmente mientras que el ρ_p incrementa. Sin embargo, esto no se puede hacer indefinidamente, pues existe un límite en el aumento de presión, diferente para cada sal. El límite es debido a que, conforme la presión incrementa, la temperatura en el estado 6 de la bomba de calor (Figura 4 - 5) se acerca al estado 1. El diferencial de

temperatura establecido en el evaporador al inicio del modelo fue de 15 °C entre el estado 6 y el ambiente, que es de donde se sustrae el calor para llevar el CO₂ de 6 a 1. Por tanto, el límite de aumento de presión se da para mantener esta diferencia de temperatura mínima con la fuente de calor. El delta de temperatura establecido es acorde a lo razonado en [23], con el que se busca establecer una buena transferencia de calor para mantener bajo el flujo de aire del lado caliente en el evaporador y que el área de transferencia del evaporador no sea excesiva (tamaño compacto del intercambiador). En este sentido la máxima densidad de potencia que se obtiene para la sal 3 es de poco más de 1.5 MW/(m³/s) y de 1.2 para la sal 4. El COEP por su parte disminuye cerca de 2.75% con la sal 3 y 3.2% con la sal 4.

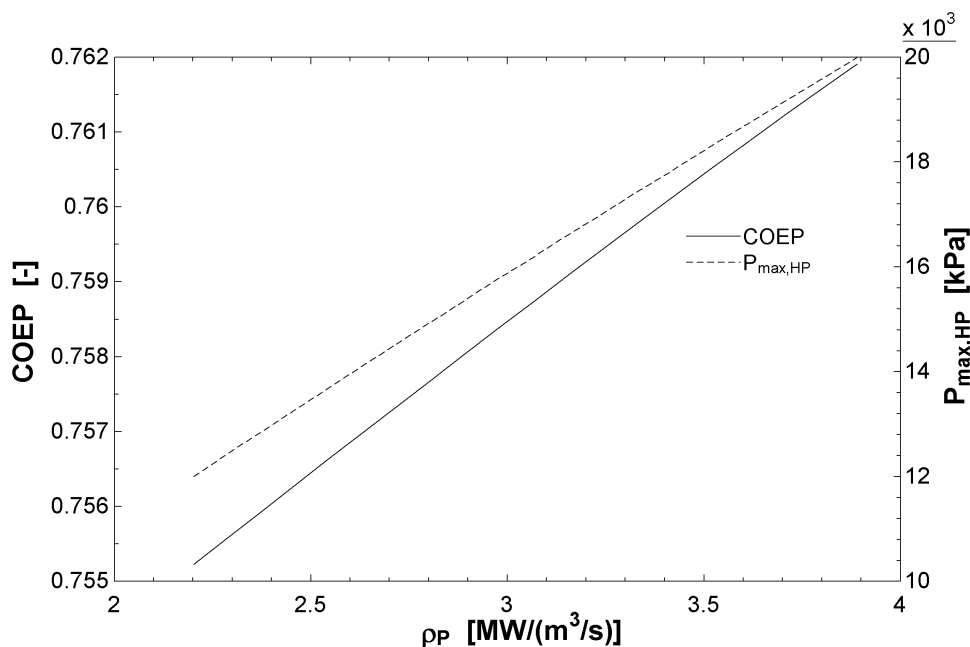


Figura 4 - 31: Variación del COEP y rho_P con la presión de operación. Configuración WSC-HPCO₂; sal 1

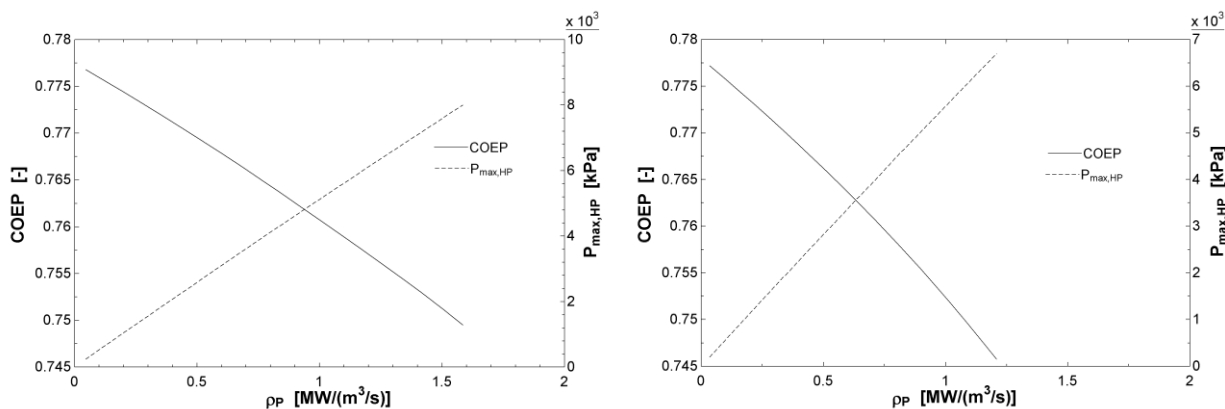


Figura 4 - 32: Variación del COEP y rho_P con la presión de operación. Configuración WSC-HPCO₂; sal 3 (izquierda), sal 4 (derecha)

En la Figura 4 - 33, se presenta la variación del COEP y ρ_P con la presión para el ciclo WSC-HPEHCO₂. En este caso, con la sal 1, se tiene una curva con un máximo y un COEP óptimo cerca de 73.12% con densidad de potencia 2.2 y presión cerca de 7 MPa. Pese a esto, el valor tomado para la ρ_P es el máximo (4.1) con una disminución en el COEP de 0.15%, ya que el objetivo es mejorar la densidad de potencia en el diagrama comparativo. Con la sal 3, el comportamiento del COEP y densidad de potencia son similares a los del sistema WSC-HPCO₂ con las sales 3 y 4, con disminución en el COEP de 3% y densidad de potencia máxima cerca de 1.5. Finalmente, en la Figura 4 - 34, se presentan los resultados de la variación de la presión para los ciclos BPC y BIC con ciclo de carga de CO₂ y sal1. En estos, la tendencia del COEP es similar a lo visto en los casos anteriores con la diferencia que el rango de mejora de la densidad de potencia es el menor posible, especialmente en el caso del ciclo de descarga BIC donde la ρ_P llega solo a 0.52. En ambos casos la caída de COEP está en el rango de 3%.

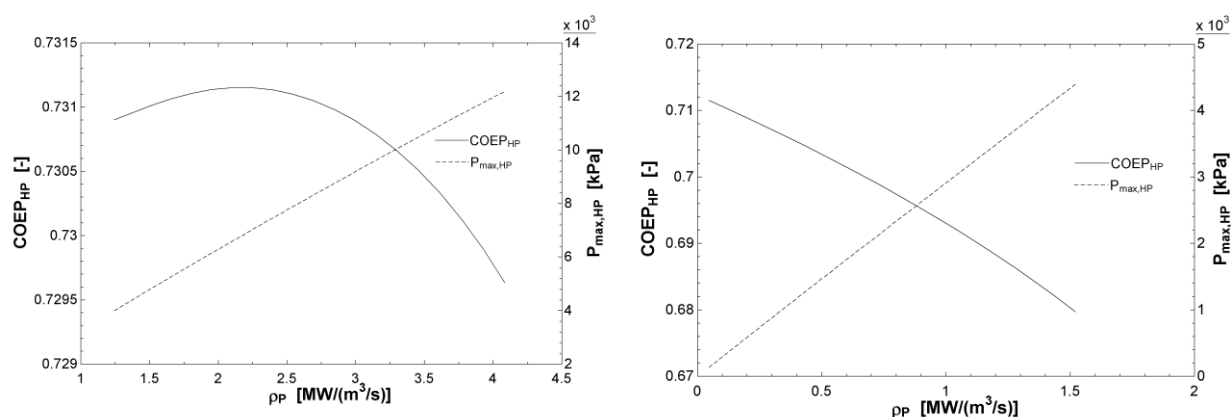


Figura 4 - 33: Variación del COEP y ρ_P con la presión de operación. Configuración WSC-HPEHCO₂; sal 1 (izquierda), sal 3 (derecha)

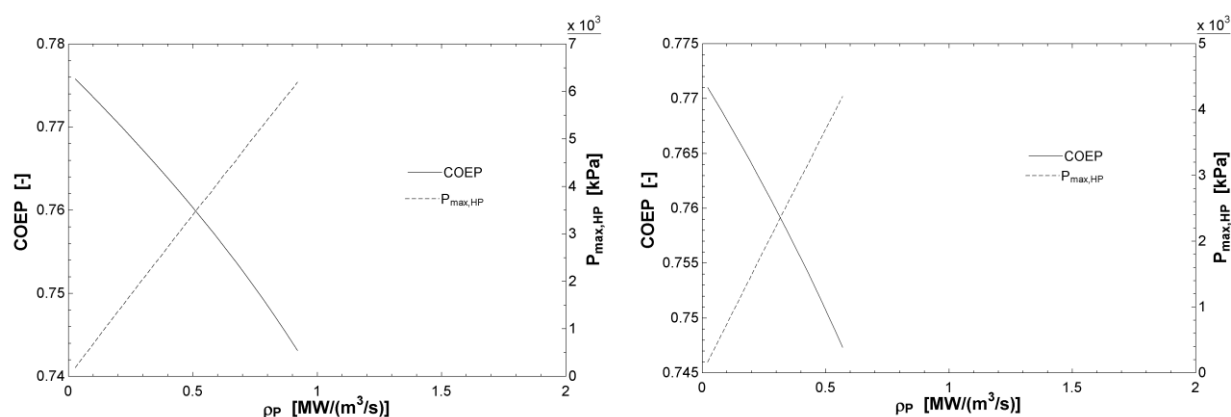


Figura 4 - 34: Variación del COEP y ρ_P con la presión de operación. BPC-HPCO₂-sal 1 (izquierda); BIC-HPCO₂-sal 1 (derecha)

Con los resultados obtenidos, se modifica el diagrama de comparación de la RTE y densidad de potencia de las diferentes configuraciones y se muestra en la Figura 4 - 35. Se observa que los sistemas modificados se han desplazado hacia la derecha con una penalización en la RTE. A pesar de esto el análisis realizado anteriormente no varía significativamente y los mejores sistemas para integración PTES siguen siendo los ciclos de descarga WSC ciclos de carga con CO₂, aire y argón, en conjunto con sales 1, 2 y 5. Sin embargo, se destaca que las configuraciones WSC-HPEHCO₂ con sales 1, 2 y 5 cuentan ahora con una densidad de potencia equiparable a la de las mejores configuraciones. La RTE por otro lado está 5% aproximadamente por debajo. Si bien la diferencia es importante, esta opción se encuentra el rango de interés.

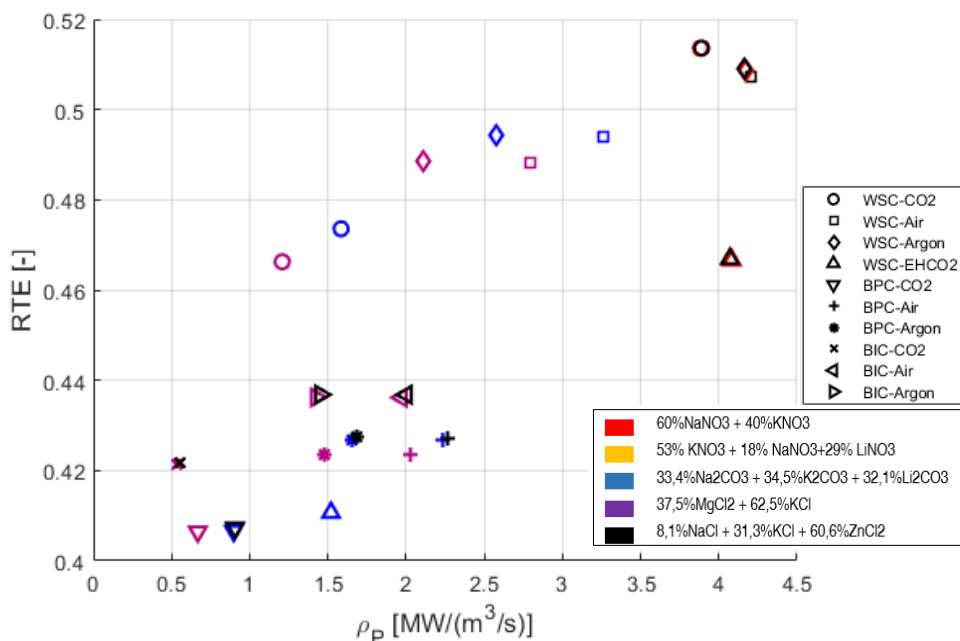


Figura 4 - 35: RTE vs rho_P modificado de las diferentes configuraciones PTES estudiadas para el caso de estudio

4.3 Análisis exergético

En esta sección se describe el análisis exergético de las configuraciones estudiadas para almacenamiento de electricidad PTES. En la Figura 4 - 36 se presenta el diagrama de Grassmann para el flujo de exergía en un ciclo de carga-descarga para la configuración WSC-HPCO₂-sal 1.

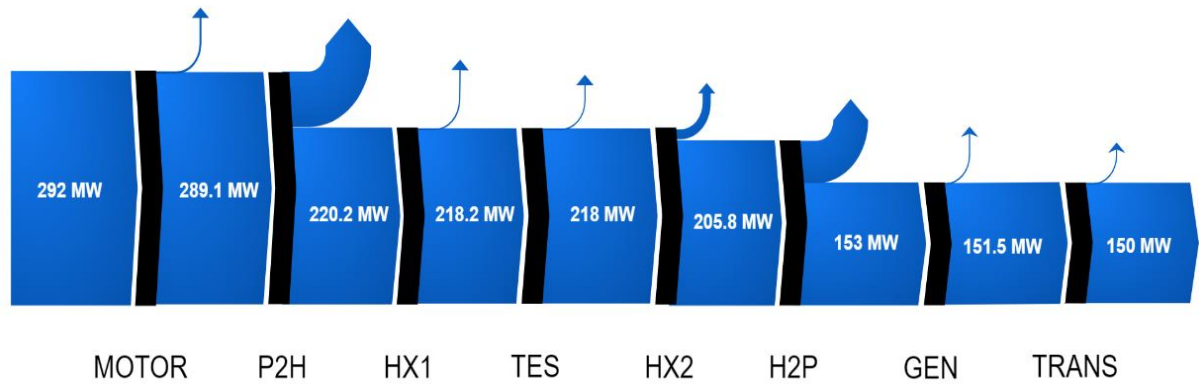


Figura 4 - 36: Diagrama de Grassmann del flujo exergético en el PTES, WSC-HPCO2-sal 1

De la figura se destaca que los procesos de mayor destrucción de exergía son los procesos de carga (Power to Heat) y descarga (Heat to Power), siendo mayor en el primero. En este caso, la tercera mayor fuente de destrucción de exergía ocurre en el intercambiador de calor entre el sistema TES y el ciclo de descarga. En el resto de la sección se compara la destrucción de exergía en las demás configuraciones y se realiza especial énfasis en lo que ocurre dentro de la bomba de calor.

4.3.1 Exergía destruida por subproceso

La exergía destruida por subproceso es comparada para las configuraciones estudiadas en la Figura 4 - 37 para la sal 1.

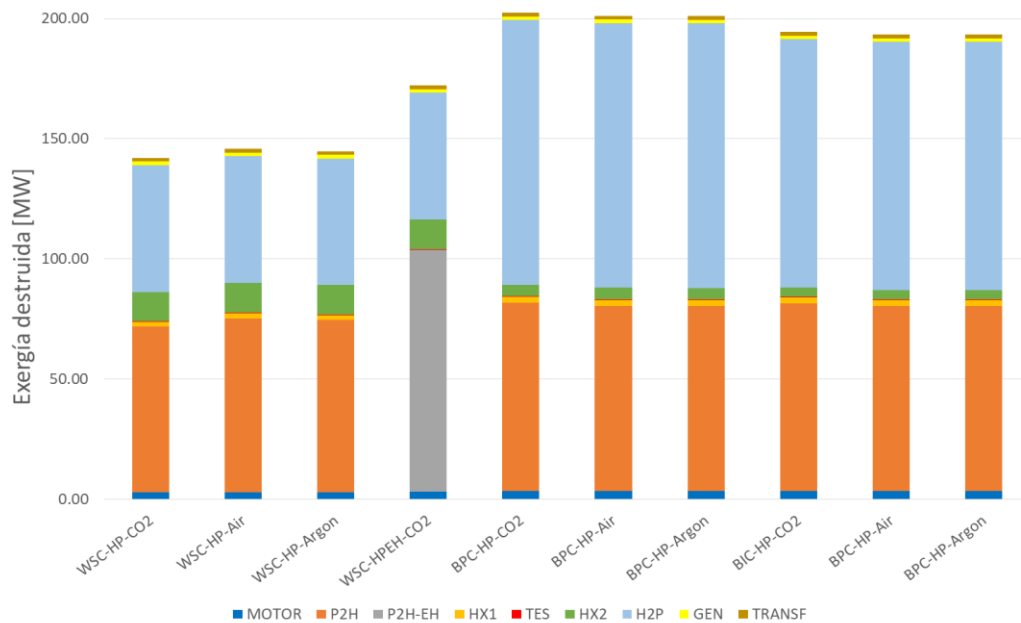


Figura 4 - 37: Exergía destruida por subproceso en las diferentes configuraciones PTES; sal 1

En este caso se observa que los sistemas con ciclo Brayton de descarga presentan aproximadamente un 30 % más de destrucción de exergía que los ciclos con WSC, excepto para el sistema que tiene calentador eléctrico en el ciclo de carga. En cuanto a la distribución de la destrucción de exergía, en los sistemas con ciclo de descarga Rankine el mayor porcentaje ocurre en el ciclo de carga, seguido del ciclo de descarga y otra cantidad importante ocurre en el intercambiador entre el TES y la descarga. Esto es debido a la mayor diferencia de temperatura en la transferencia de calor entre las sales y el vapor por el cambio de fase de este último. En la configuración con calentador eléctrico, la zona gris representa la exergía total destruida de la bomba de calor, el calentador eléctrico e incluye además la ocurrida en el intercambiador P2H-TES. Esta es cerca de 33% mayor que en otras configuraciones con WSC. Por su parte, en los sistemas con ciclo Brayton, la mayor cantidad de destrucción de exergía sucede en el ciclo de descarga (cerca de 50% mayor que en el ciclo de carga) y en general los ciclos Brayton con intercooling en el compresor principal se destruye menos exergía que en los ciclos con intercooling parcial. La exergía destruida en el sistema TES compuesto por los tanques de almacenamiento no es muy significativa en comparación con los otros subprocesos.

En la Figura 4 - 38 se analiza la exergía destruida en las configuraciones usando la sal 3. En general los niveles de destrucción de exergía aumentan en los sistemas con ciclo de descarga WSC y el sistema con el calentador eléctrico en el ciclo de carga ahora es la configuración con mayor destrucción, incluso superior a la generada en los sistemas con ciclo Brayton, debido principalmente al peor desempeño en el ciclo de carga y el intercambiador TES-H2P. Similarmente, en los demás ciclos con WSC el mayor aumento de la destrucción de exergía se da precisamente en este intercambiador. En los sistemas con ciclo Brayton no se aprecia variación significativa al cambiar el medio de almacenamiento.

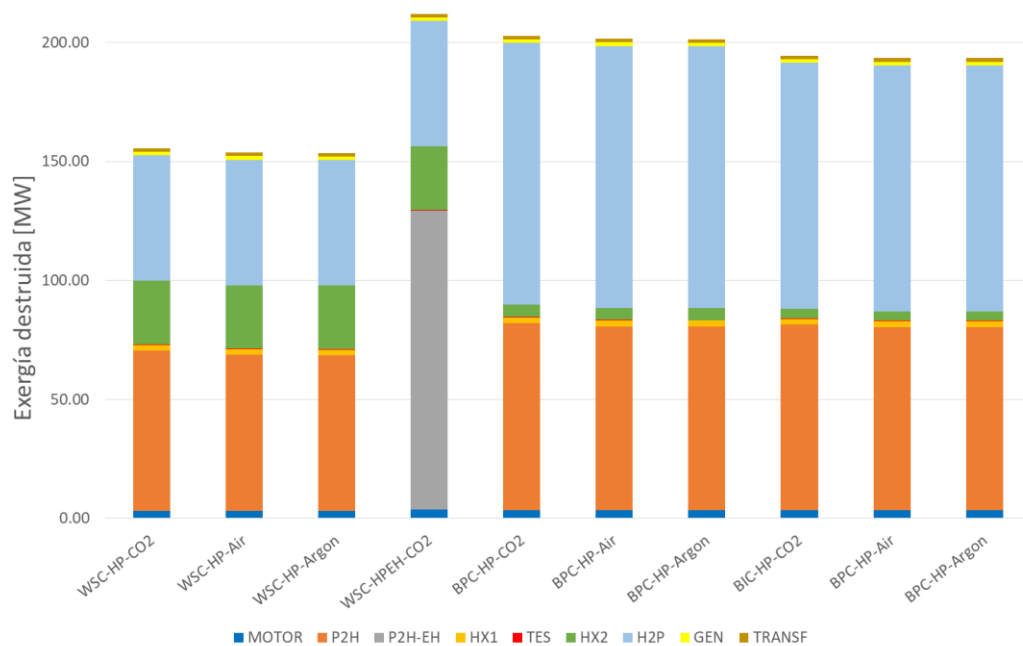


Figura 4 - 38: Exergía destruida por subproceso en las diferentes configuraciones PTES; sal 3

Teniendo en cuenta los resultados anteriores, se ratifican los sistemas con ciclo WSC como las configuraciones con mejor desempeño exergético para los parámetros de operación estudiados. En este caso los esfuerzos deben estar orientados en mejorar la eficiencia exergética de la bomba de calor y en la transferencia de calor entre las sales y el sistema de descarga. Esto último garantizando el menor pinch point posible. Comparando las diferentes opciones de carga, el sistema con CO₂ presenta levemente menor destrucción de exergía que en los casos con aire y argón, y entre estas, no hay una diferencia significativa. Los sistemas que consideran ciclo Brayton, destruyen gran cantidad de exergía en la descarga y debido a las condiciones de temperatura, provocan también peor desempeño en los ciclos de carga. Es por esto que la implementación de ciclos Brayton para sistemas PTES requeriría un estudio económico para una evaluación completa ya que desde el punto de vista exergético se encuentran en desventaja.

4.3.2 Exergía destruida en Bomba de calor

En la Figura 4 - 39 se presenta la destrucción de exergía por unidad de masa de fluido al interior de los ciclos de carga. En esta se destaca que los ciclos de carga de los sistemas con descarga Brayton, tienen los menores niveles de exergía destruida por unidad de masa, lo cual difiere de los resultados mostrados anteriormente. Esto sucede porque el flujo másico en estos sistemas es mucho mayor que en las configuraciones WSC y por eso finalmente la destrucción total de exergía es mayor. El porcentaje de aporte en la exergía destruida por dispositivo permanece relativamente constante, teniendo al compresor y turbina como los mayores responsables en este aspecto y en un nivel similar. La exergía destruida en el recuperador es baja excepto en los ciclos con CO₂, debido a que en estos se incrementa la diferencia de temperatura entre el estado 5 y 1 por la forma transcítica del ciclo.

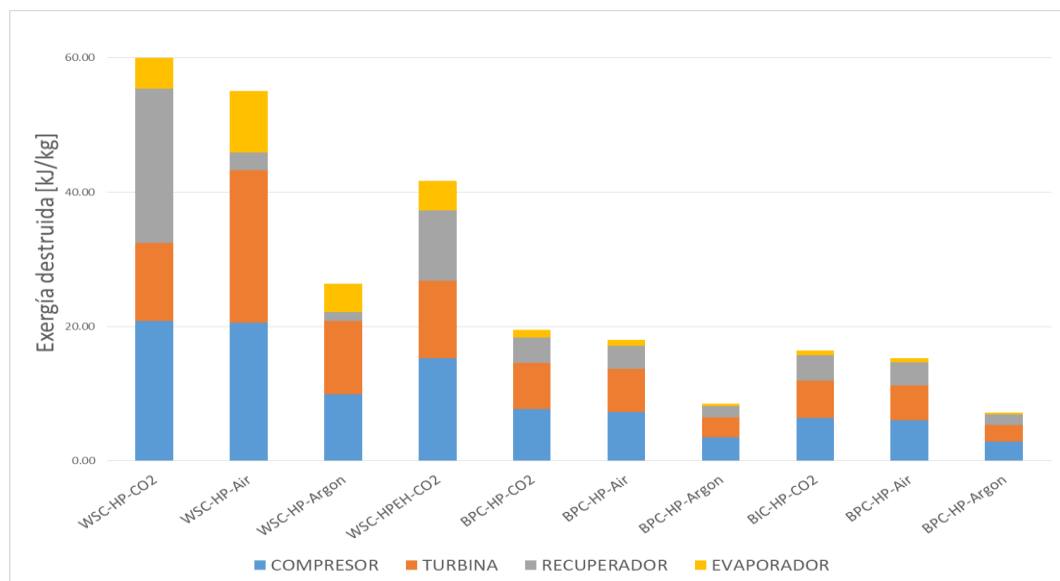


Figura 4 - 39: Exergía destruida por dispositivo en la bomba de calor para varias configuraciones PTES; sal 1

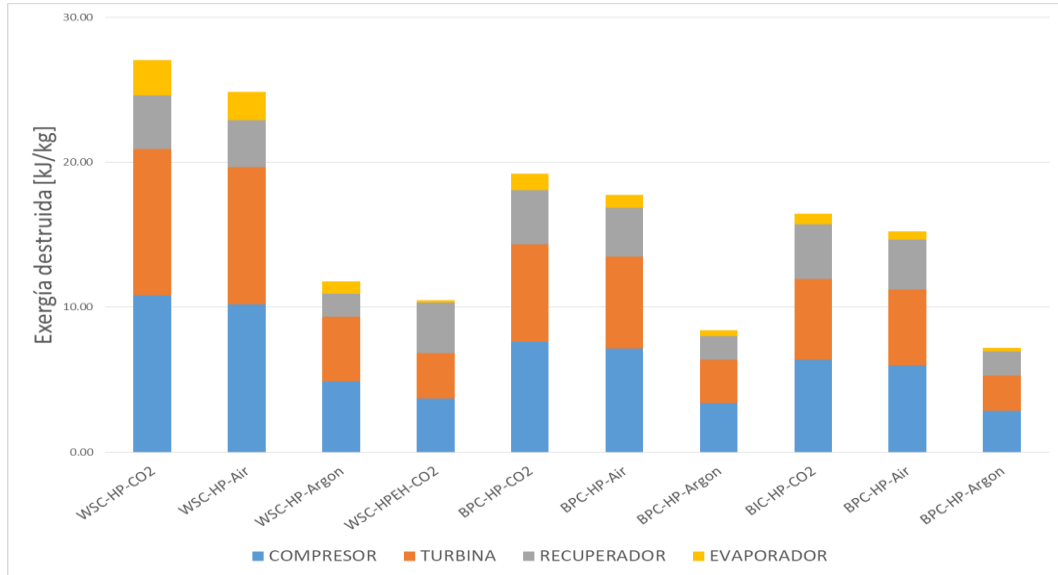


Figura 4 - 40: Exergía destruida por dispositivo en la bomba de calor para varias configuraciones PTES; sal 3

El estudio anterior se realiza para la sal 3 en la Figura 4 - 40. En este caso se destruye menos exergía por unidad de masa para todas las configuraciones en casi 50%. La diferencia entre los sistemas con WSC y Brayton ahora se reduce y el aporte en la exergía destruida por la turbina y el compresor se hace también más nivelado.

Eficiencia exergética de los dispositivos

En la Figura 4 - 41 se muestra la eficiencia exergética de los dispositivos principales en las configuraciones con descarga WSC. En estas, la eficiencia del recuperador es la más alta en los ciclos con aire y argón y se reduce en los casos con CO₂, por lo explicado anteriormente donde la diferencia de temperaturas del CO₂ en el intercambiador es mayor. En general, la eficiencia exergética del compresor es mayor que la de la turbina. Teniendo en cuenta estos resultados y la destrucción de exergía por unidad de masa, el compresor se presenta como el dispositivo más importante y sensible ya que con un rendimiento en eficiencia mayor, provoca la misma destrucción de exergía que la turbina. En este caso de estudio la eficiencia isentrópica del compresor fue establecida en 80% y lo anterior supone que debe garantizarse que el compresor no tenga un rendimiento inferior a este, ya que una disminución en la eficiencia exergética puede generar un mayor impacto en la exergía destruida. Por su parte las turbinas también tienen asignadas la misma eficiencia isentrópica, pero su eficiencia exergética es menor, por lo que el margen de mejoramiento es mayor y esfuerzos pueden ser concentrados en implementar turbinas con una eficiencia cercana al 90%.

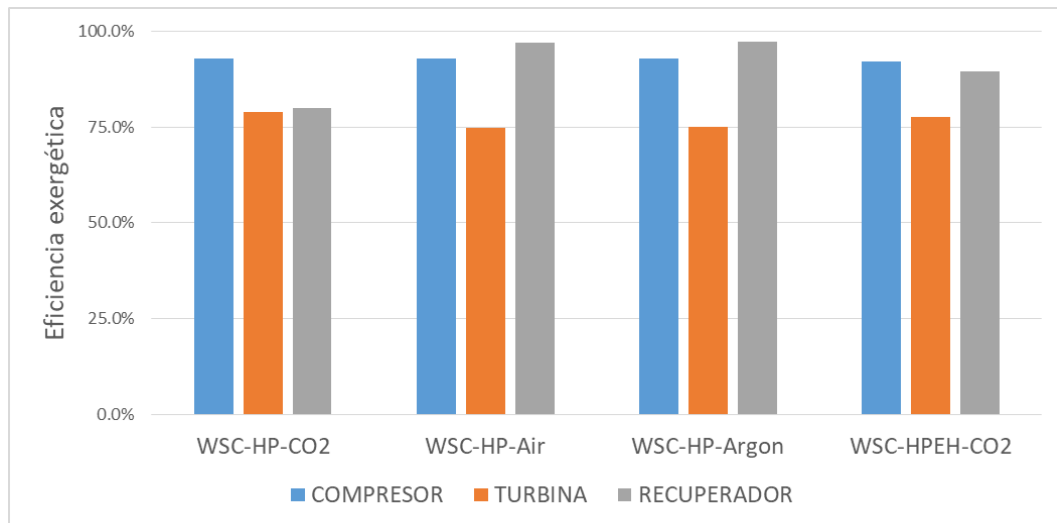


Figura 4 - 41: Eficiencia exergetica de los dispositivos en el ciclo de carga

Exergía destruida en sistema bomba de calor con calentador eléctrico

En la Figura 4 - 42 se muestra la exergía destruida por unidad de masa, esta vez para todas las sales fundidas, en la configuración con calentador eléctrico. Los subprocesos mostrados son los principales en la elevación de la temperatura de las sales. El condensador se refiere al intercambiador entre la bomba de calor y las sales, las cuales luego pasan por el calentador eléctrico hasta su temperatura final. En estos resultados se observa el importante efecto de la adición del calentador eléctrico en la destrucción de exergía, el cual en el caso de la WSC-HPCO₂-sal 1, debe elevar la temperatura de las sales desde 465 a 553 °C (delta de 88 °C). Esto es mucho menor en comparación a lo realizado por la bomba de calor, que lleva las sales desde 300 a 480 °C (delta de 180 grados) y sin embargo, la destrucción de exergía es similar. De lo anterior, los sistemas con calentador eléctrico, son desde el punto de vista exergetico sistemas a evitar. En el evento de que no se cuente con un compresor apropiado para elevar la temperatura del CO₂ hasta lo requerido por parte de los ciclos de descarga, una mejor alternativa es el uso de bombas de calor con aire o argón. La elección final debe contemplar un estudio económico para comparar los costos de los sistemas (probablemente menor en la configuración con calentador eléctrico) y la eficiencia. La exergía destruida por un ciclo de carga completamente basado en calentadores eléctricos es mayor según lo estudiado (y lo reportado por [23]) y se necesitaría un consumo de potencia mucho mayor para una potencia de descarga establecida.

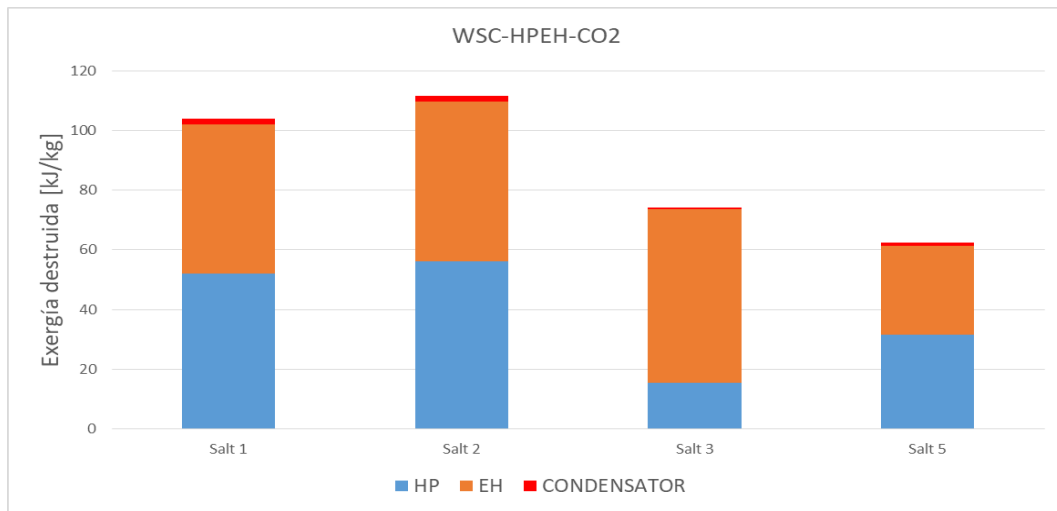


Figura 4 - 42: Exergía destruida en el ciclo de carga con CO₂ y calentador eléctrico en serie

4.4 Estudio de sensibilidad

En esta sección se analiza el efecto de la variación de diferentes parámetros operacionales en el desempeño del sistema PTES. Estos son la temperatura máxima del ciclo de descarga, presión máxima, temperatura ambiente y eficiencia isentrópica de las turbomáquinas. Los parámetros de desempeño estudiados son la RTE, relación de presiones en la bomba de calor, densidad de potencia y energía y costo de inventario de sales fundidas. El análisis tiene en cuenta el efecto de cambiar la sal usada sólo en los casos donde la variación es significativa.

4.4.1 Variación de la temperatura máxima

Para la variación de la temperatura máxima fueron usadas la sal 3 y 5 ya que estas sales tienen un límite máximo de temperatura cercano a 800 °C. La sal 4 tiene un límite de temperatura similar, pero con este medio de almacenamiento, la configuración con calentador eléctrico y CO₂ en el ciclo de carga no cumple la segunda ley. Como se explicó anteriormente, la temperatura mínima de operación de la sal 4 está muy cercana a la temperatura máxima alcanzada por los compresores actuales de CO₂, lo cual origina que la destrucción de exergía en el evaporador sea negativa al resolver el sistema de ecuaciones. La tendencia de los resultados al variar la temperatura máxima de operación es similar para todas las sales, por lo que sólo se muestran los resultados para la sal 5. La temperatura máxima del ciclo de descarga fue variada en el rango de 535 a 570 °C. El límite superior del rango tiene en cuenta el delta de temperatura de 15 grados con las sales, y entre estas y el fluido de trabajo del ciclo de carga (también de 15), con el fin de no superar la temperatura máxima de los compresores de aire (600 °C) que marca el límite de la tecnología actual.

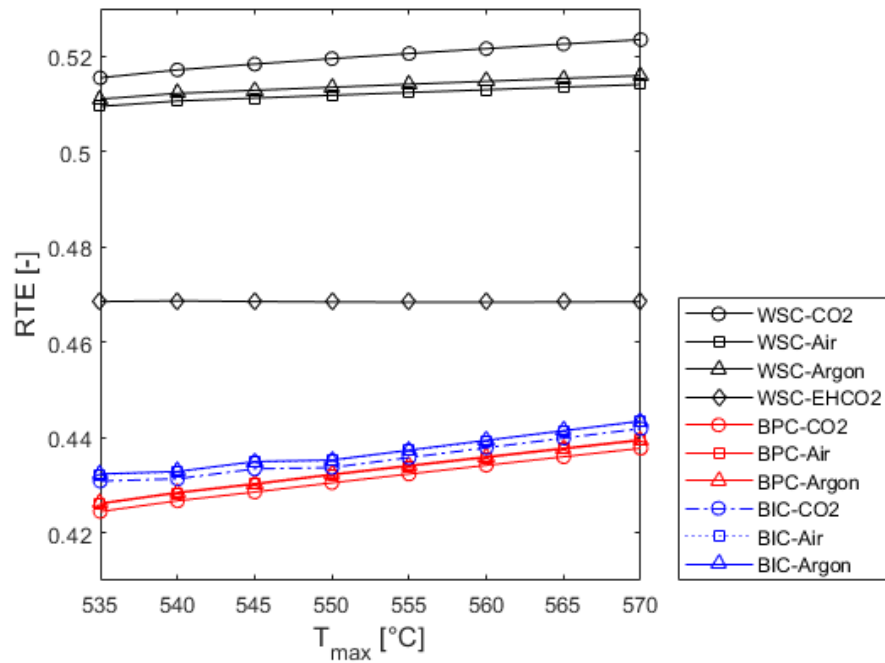


Figura 4 - 43: Variación de la RTE con la temperatura máxima del ciclo de descarga; sal 5

En la Figura 4 - 43 se muestra la variación de la RTE para todas las configuraciones PTES con la sal 5. En esta, la RTE aumenta con la temperatura máxima como era de esperarse, excepto en el caso WSC-HPEHCO₂. En esta configuración la RTE permanece casi constante. Esto es debido a que, si bien la eficiencia exergética del ciclo de descarga aumenta, el COEP de este ciclo de carga tiende a disminuir. Esta disminución es el resultado de que la temperatura máxima de la bomba de calor permanece en 480 °C mientras la diferencia de temperatura que debe ser elevada con el calentador eléctrico aumenta. Esto resulta en el aumento total de la destrucción de exergía. En las otras configuraciones el aumento de la RTE es aproximadamente constante. Se observa que el sistema WSC con ciclo de carga de CO₂ es más sensible que los basados en aire y argón con aumento en la RTE cerca del 1.5%, mientras que en estos últimos el incremento no alcanza el 1%. Los sistemas con ciclo de descarga Brayton son los más favorecidos con el aumento de la temperatura máxima y el incremento en la RTE es superior al 3% para BPC y de 2.5% en el BIC.

En la Figura 4 - 44 se presentan el resto de parámetros de desempeño y su variación con la temperatura máxima del ciclo de descarga.

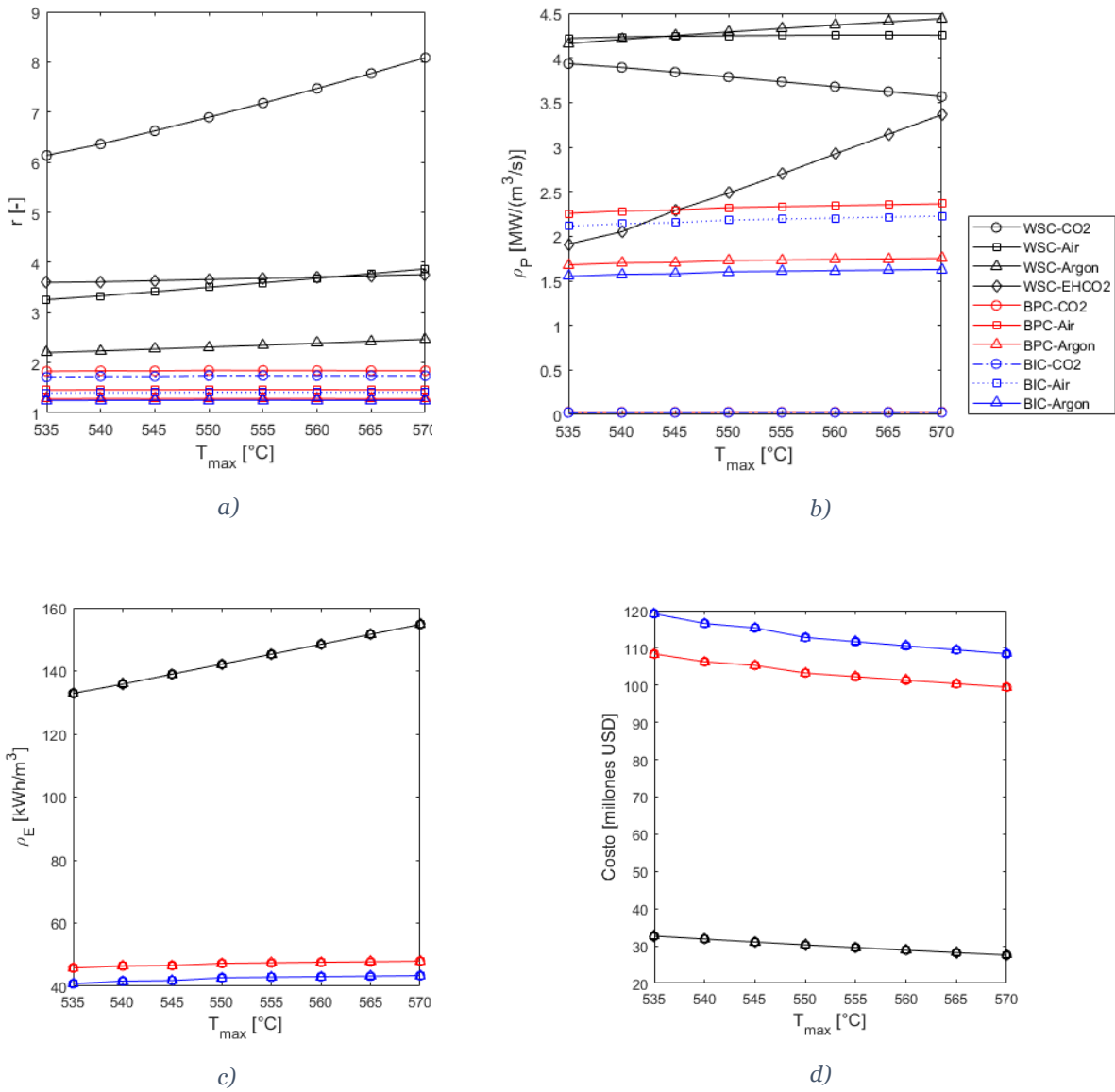


Figura 4 - 44: Variación de parámetros con la temperatura máxima del ciclo de descarga: a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 5

La relación de presiones para los sistemas con ciclo WSC incrementa en general, pero la configuración con CO₂ en el ciclo de carga es la más sensible con aumento de 32%, lo que la pone en desventaja frente a sistemas con aire y argón donde los requerimientos del compresor serán menores a medida que se aumente la temperatura de operación. En las configuraciones con ciclo Brayton la relación de presión prácticamente permanece constante. En cuanto a la densidad de potencia, hay un aumento en la mayoría de configuraciones. La excepción, es el sistema WSC con CO₂ en donde ρ_P disminuye. Teniendo en cuenta que la densidad de potencia se definió como la relación entre la potencia de descarga y el flujo volumétrico en el ciclo de carga, y que la primera se mantiene constante, este parámetro depende únicamente en lo ocurrido en la bomba de calor. En este caso, el flujo volumétrico aumenta con el incremento de la temperatura máxima. Este aumento no ocurre directamente y depende a su vez del flujo másico y la

densidad del fluido. Debido a que la diferencia de temperatura se va haciendo mayor en el ciclo de descarga, el flujo másico requerido de sales y por tanto de CO₂ se hace menor. Sin embargo, esto es contrarrestado por la caída rápida de la presión mínima de la bomba, que provoca la disminución de la densidad del fluido de trabajo. Finalmente, este efecto es más determinante en el aumento de flujo volumétrico. Esta disminución de la densidad de potencia es de 9%. En las configuraciones utilizando aire y argón, la densidad de potencia aumenta 0.7% y 6% respectivamente, mientras que en el sistema con calentador eléctrico la densidad de potencia aumenta rápidamente con 76%. En los sistemas con ciclo Brayton la variación de la densidad de potencia no es significativa. La densidad de energía por su parte incrementa en todas las configuraciones especialmente en los sistemas WSC con 16% lo cual resulta ventajoso. Finalmente, en cuanto al costo de inventario de sales, este disminuye en todos los sistemas. En aquellos con WSC como ciclo de descarga, el costo se reduce 16% y en los de ciclo Brayton 8%.

De los resultados anteriores, el incremento de la temperatura máxima de descarga genera un efecto positivo en los sistemas PTES. Sin embargo, deben estudiarse cuidadosamente los beneficios en comparación de los costos, en especial en el sistema WSC-HPCO₂ en donde si bien la RTE aumenta, hay que tener en cuenta que los requerimientos en el compresor también aumentan y la densidad de potencia disminuye. Al contrario, en los casos con aire y argón, todos los parámetros estudiados mejoran, excepto la relación de presión que se hace mayor pero en menor proporción que lo hace con el CO₂. Para los sistemas con ciclo Brayton el beneficio en la mejora de RTE es el mayor, pero los otros parámetros de desempeño no se ven afectados de forma importante.

4.4.2 Variación de la presión máxima

Para la variación de la presión máxima en los sistemas se analizaron dos casos. En el primero se incrementa solamente la presión de operación de la bomba de calor, mientras que en el segundo, la presión del ciclo de descarga también es aumentada. En este segundo caso, se toma en cuenta que el ciclo WSC tiene una frontera de presión cerca de 22 MPa después del cual el ciclo Rankine subcrítico pasa a ser supercrítico.

En la Figura 4 - 45 se muestra la variación de la RTE con la presión del ciclo de carga. Este parámetro de desempeño no presenta variación significativa en las configuraciones estudiadas salvo en el sistema WSC-HPCO₂ en donde la RTE aumenta hasta una presión de 23 MPa. Esto es debido a que con las condiciones de temperatura máxima y tasa de recuperación, el COEP máximo de estos ciclos corresponde a la presión límite impuesta, lo cual sucede hasta 23 MPa. A partir de esta, pese a aumentar el límite de presión, el valor óptimo para el ciclo de carga permanece constante. Durante este proceso, el COEP aumenta gradualmente y es el determinante de que la RTE también aumente, en vista de que la operación en el ciclo de descarga no cambia. En las demás configuraciones WSC, con ciclo de carga basado en aire y argón, como se mencionó en la sección de resultados, el COEP no depende de la presión máxima del sistema. Lo mismo sucede para las configuraciones con ciclo Brayton en la descarga. En el sistema WSC-HPEHCO₂, si bien

la presión es optimizada en cada iteración, esta no coincide con el límite máximo impuesto y el COEP del ciclo no presenta variaciones significativas.

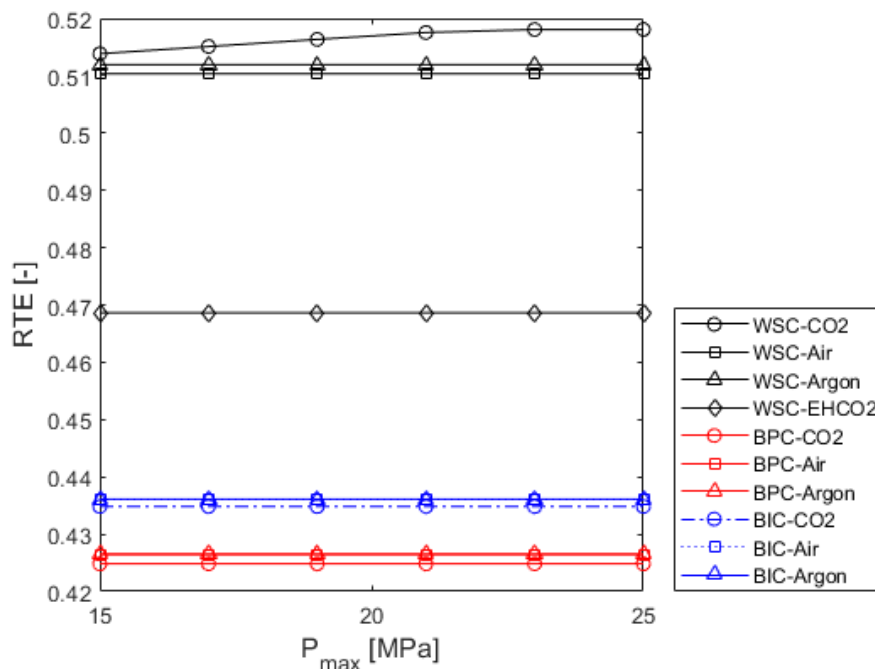


Figura 4 - 45: Variación de la RTE con la presión máxima del ciclo de carga; sal 1

En la Figura 4 - 46 se presentan los resultados de la variación de los demás parámetros. La relación de presiones, densidad de potencia y costo de sales permanecen constante (con la excepción del sistema WSC-HPCO₂, en donde la relación de presiones disminuye ligeramente) Es en la densidad de potencia donde se observan los mayores beneficios de incrementar la presión en el ciclo de carga. Este parámetro aumenta en la mayoría de los las configuraciones. Sólo en el caso de WSC-HPEHCO₂ permanece prácticamente constante debido a que las variables que controlan el flujo volumétrico, como la presión mínima de operación y flujo másico no varían considerablemente. En los demás sistemas, ρ_p incrementa linealmente, ya que la presión mínima aumenta constantemente y por tanto la densidad del fluido también. Sólo en el caso WSC-HPCO₂ el incremento se detiene a partir de 23 MPa por lo comentado anteriormente. El aumento de la densidad de potencia en este sistema es 53% mientras que en los otros es de 66%.

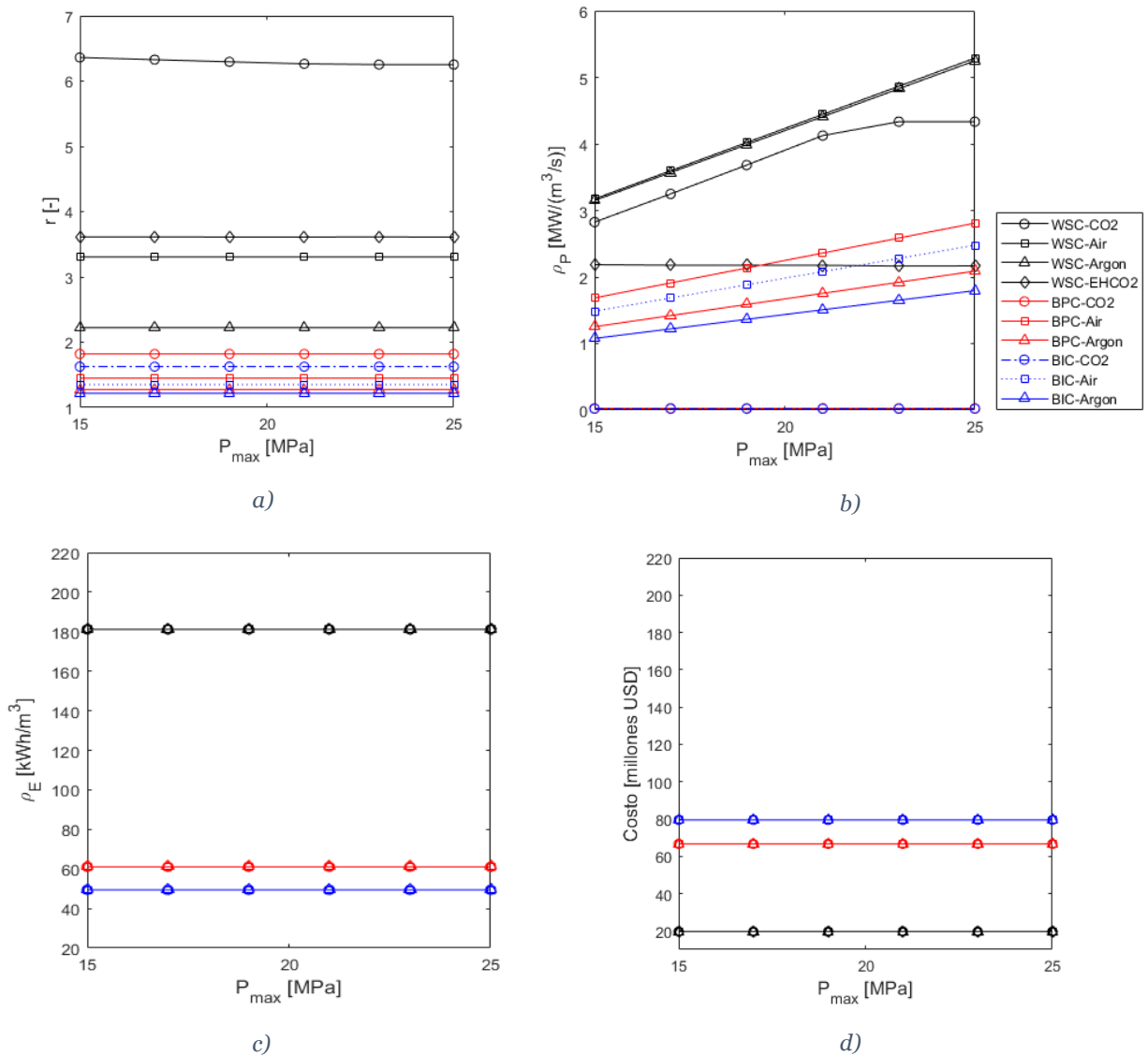


Figura 4 - 46: Variación de parámetros con la presión máxima del ciclo de carga: a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 1

El segundo caso de estudio, en el que se varía la presión del ciclo de carga y descarga conjuntamente, se muestra a partir de la Figura 4 - 47. La RTE aumenta considerablemente en todas las configuraciones, en especial en los sistemas con ciclo WSC, en los que debido al salto en la eficiencia exergética de los ciclos Rankine supercrítico, a partir de 23 MPa se presenta una discontinuidad en la RTE. Tomando en cuenta los valores extremos, en estos sistemas la RTE aumenta entre 8 y 10%, siendo más sensible la configuración WSC-HPCO₂. En las configuraciones con BIC aumenta 11.5% y 8% en BPC. Se puede observar que desde el punto de vista exergético es más recomendable incrementar la presión de operación del ciclo de descarga.

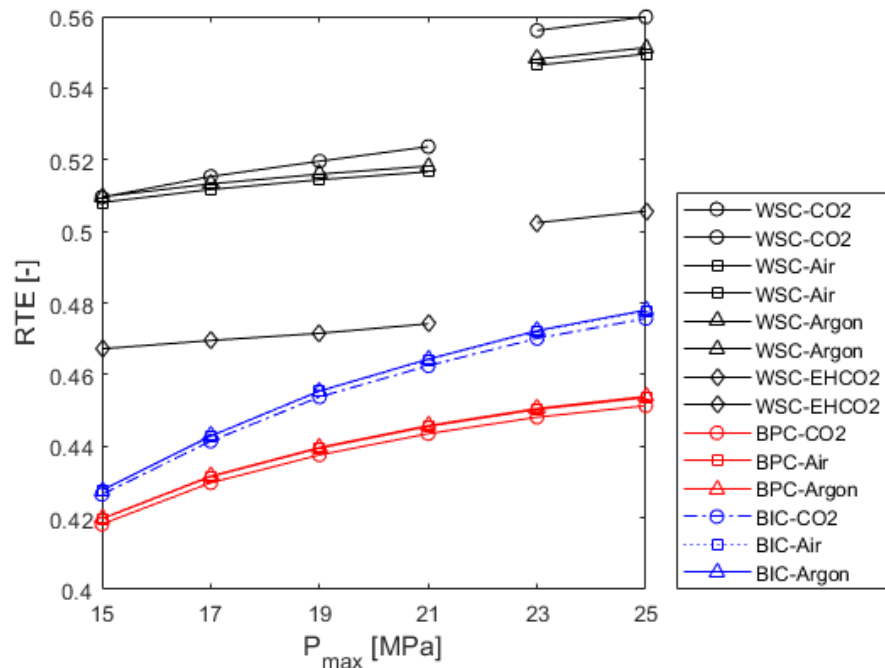


Figura 4 - 47: Variación de la RTE con la presión máxima en los ciclos de carga y descarga; sal 1

En cuanto a los otros parámetros de desempeño, en la Figura 4 - 48 se observa que la relación de presiones tiene un mínimo en 19 MPa en los sistemas con ciclo de descarga WSC. Esto se debe al comportamiento del ciclo de descarga, que afecta las temperaturas de las sales fundidas en el intercambiador de calor. Empezando en 15 MPa y aumentando la presión de operación, la diferencia de temperatura en las sales fundidas se hace menor, pero a partir de 19 MPa y cerca de la presión crítica, esta diferencia aumenta y afecta el comportamiento de la bomba de calor. Pese a esto, en términos generales se puede decir que la relación de presión no varía considerablemente. El caso contrario sucede en los sistemas con ciclo Brayton en donde r incrementa cerca de 22% en los ciclos con CO₂ y 13% en los que tienen aire y argón. En cuanto a la densidad de potencia, se presenta incrementos considerables. Para el sistema WSC-HPCO₂ el incremento es de 72% mientras que para los ciclos usando aire y argón es de 80%. En los sistemas WSC-HPEHCO₂ la densidad de potencia disminuye hasta llegar a 19 MPa, para luego aumentar rápidamente. Esto está estrechamente relacionado a lo comentado sobre la temperatura de las sales en la relación de presiones. La disminución en la diferencia de temperaturas de las sales hace que el flujo másico incremente en la bomba de calor. A partir de 19 MPa la temperatura de las sales cambia rápidamente y el flujo másico se reduce, permitiendo que el flujo volumétrico también disminuya y por tanto la densidad de potencia aumente. En los sistemas con ciclo Brayton se presenta el mayor incremento de densidad de potencia de hasta 150%, en el caso del BIC-HPArgon por ejemplo. Finalmente, la densidad de energía y costo de sales no se ven muy afectados en los sistemas con ciclo WSC, pero sí en los sistemas con ciclo Brayton en donde la densidad de energía incrementa cerca del 50% y el costo de sales disminuye 30% con BPC y 38% con BIC.

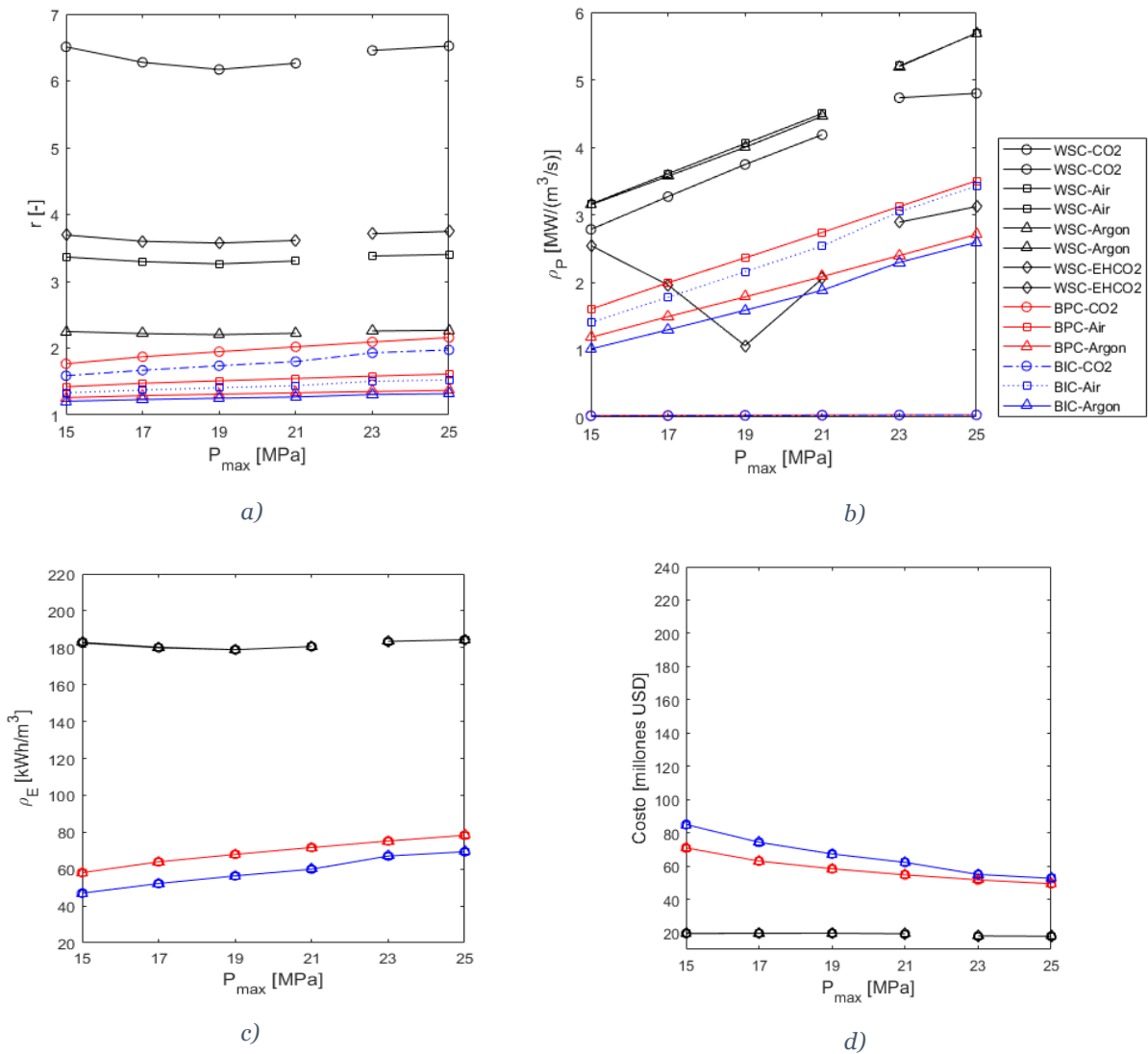


Figura 4 - 48: Variación de parámetros con la presión máxima del ciclo de carga y descarga: a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 1

Con base en estos resultados, es claro que incrementar la presión en los ciclos de descarga genera más beneficios en los sistemas PTES que hacerlo en el ciclo de carga. El aumento en la presión de la bomba trae consigo mejoras significativas en el aspecto de la densidad de potencia solamente. En este sentido, la realización de esta mejora en la presión depende de la comparación en el ahorro económico de tener sistemas más compactos versus sistemas con dispositivos de mayores requerimientos (tuberías, turbomáquinas, intercambiadores, etc.) Si se lleva a cabo el aumento de presión en la carga y descarga conjuntamente, el incremento en la densidad de potencia se ve reforzado. Además, se presentan claros beneficios en la RTE. En los sistemas con ciclo de descarga Brayton, el ahorro en el costo de sales y tanque de almacenamiento también es importante.

4.4.3 Variación de la temperatura ambiente

En esta sección se estudia el efecto de la temperatura ambiente en el desempeño de los sistemas PTES. Para este parámetro de desempeño se analizan dos casos de estudio. El primero contempla los efectos de la temperatura ambiente solamente en los ciclos de carga, en vista de que la fuente que proporciona calor en el evaporador es el aire ambiente. Por su parte, en los ciclos de descarga, asumiendo que son refrigerados con agua de mar a una temperatura relativamente constante, no hay cambio en la operación (eficiencia energética). Se tiene en cuenta además que la variación de la temperatura ambiente, aparte de influir en las condiciones operativas de la bomba de calor, también lo hace en el cálculo de los flujos exergéticos ya que el nivel de referencia cambia. Este nivel de referencia debe ser el mismo para los demás subprocesos (intercambiadores, TES, ciclo de descarga) con motivo de que los cálculos exergéticos sean correctos y la RTE calculada sea equivalente a la obtenida con eficiencias de primera ley ($RTE = COP * \eta_{I, TES} * \eta_{I, Discharge}$). En el segundo caso se analizan los ciclos de descarga Brayton refrigerados con aire seco, en los cuales, la temperatura ambiente tiene un papel fundamental [83].

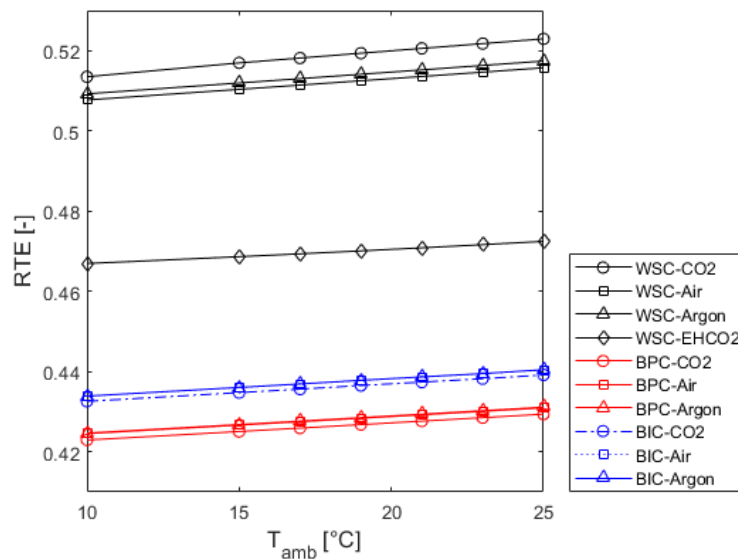


Figura 4 - 49: Variación de la RTE con la temperatura ambiente en los ciclos de carga; sal 1

En la Figura 4 - 49 se presenta la variación de la RTE con la temperatura ambiente. La RTE para todos los sistemas aumenta de forma lineal, cerca de 1.5%, excepto el WSC-HPCO2 que es el más sensible con un aumento de casi 1.9% y el WSC-HPEHCO2, el menos sensible con 1.2%. Este comportamiento es debido principalmente, al aumento de la eficiencia exergética del ciclo de descarga, a pesar que se presenta una disminución en la eficiencia de intercambiadores de calor y COEP del ciclo de carga. En la descarga, como el nivel de referencia aumenta, la cantidad de exergía que acompaña al calor que entra al ciclo disminuye, provocando el aumento de la eficiencia exergética al mantenerse el trabajo resultante. La disminución del COEP, es producida por la reducción del potencial de exergía en virtud a la caída del diferencial de temperatura operativa de la bomba de calor (cuya temperatura máxima permanece constante respecto a la temperatura

ambiente y la del fluido de trabajo en el evaporador, que van en aumento). El resultado coincide con la RTE calculada a partir de cantidades energéticas. El COP en estos casos aumenta, lo cual es consistente con lo reportado por [23], en donde el desempeño energético de la bomba mejora al reducir el diferencial de temperatura producido el sumidero y fuente de calor.

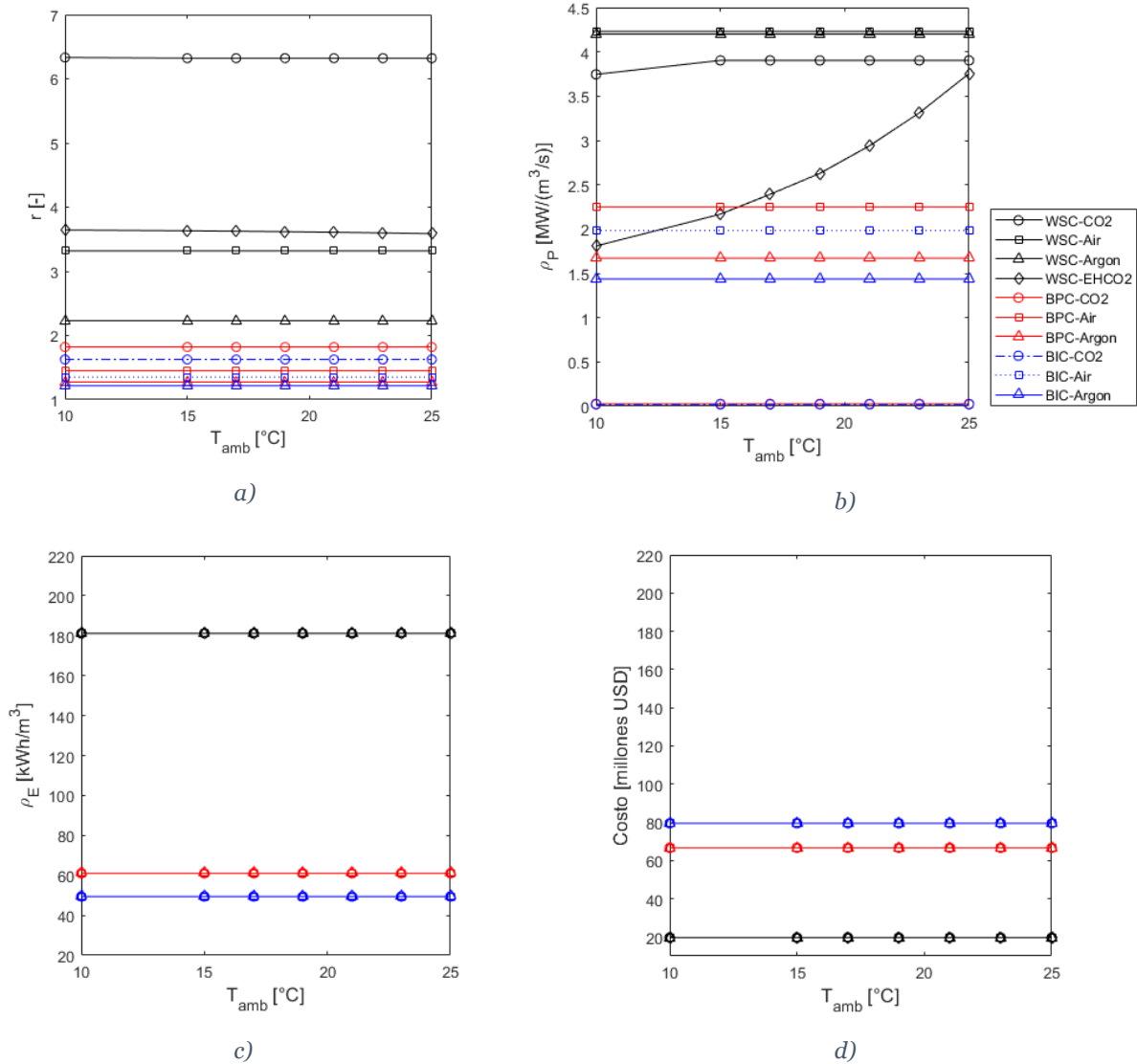


Figura 4 - 50: Variación de parámetros con la temperatura ambiente en el ciclo de carga: a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 1

En la Figura 4 - 50 se presentan los resultados de otros parámetros de desempeño. Entre estos, la densidad de potencia es el único que presenta variaciones, específicamente en los sistemas con ciclo de descarga WSC y ciclo de carga utilizando CO₂. En el sistema WSC-HPCO₂, entre 10 y 15 °C de variación de la temperatura ambiente, se presenta un leve aumento de ρ_P . Este comportamiento se debe a que, a 10 °C, la presión optimizada de la bomba de calor está por debajo del límite de presión de 20 MPa. La densidad del CO₂ en

el ciclo de carga se reduce y se traduce en aumento del flujo volumétrico. A partir de 15 grados, la presión de operación se mantiene en 20 MPa. En el sistema WSC-HPEHCO₂ se da un aumento de la densidad de potencia en todo el rango estudiado para la temperatura ambiente. En cada iteración, la presión de operación optimizada aumenta, por tanto el flujo volumétrico disminuye al interior de la bomba de calor, en virtud del aumento de densidad del CO₂. Esto finalmente provoca un aumento en la densidad de potencia del 107%.

El segundo caso, en el que se varía también la temperatura ambiente en los ciclos de descarga Brayton, es presentado en la Figura 4 - 51. La RTE en estos sistemas aumenta en un principio, pero luego a partir de 15°C, decrece rápidamente conforme incrementa la temperatura ambiente. Este comportamiento es debido a que para temperaturas ambientes entre 10 y 15 °C, los parámetros operacionales de los ciclos de descarga no cambian, es decir, se mantiene la temperatura de entrada en los compresores en 32 °C (estados 7 y 11, en Figura 4 - 3 y Figura 4 - 4). De acuerdo la literatura [83], es la temperatura mínima por sobre el punto crítico del CO₂, recomendada para los ciclos de descarga Brayton con CO₂ supercrítico. A partir de 15 °C en la temperatura ambiente, la temperatura mínima en los compresores es influenciada y aumenta conforme a una diferencia de temperatura asignada de 17 grados. En el rango 10-15 °C, las condiciones de temperatura en el ciclo de descarga no varían, pero sí lo hace la temperatura ambiente. La referencia aumenta y esto provoca la disminución de la exergía del calor que ingresa al ciclo. Como la potencia de salida permanece constante se da ese breve incremento. A partir de este punto, las condiciones en la entrada de los compresores varían y conforme esta temperatura aumenta, las eficiencias de primera y segunda ley disminuyen en el ciclo de descarga. A esto se suma que el COEP del ciclo de carga también disminuye como en el caso previo. La suma de estos efectos genera que la RTE se reduzca para este caso en 6.5%.

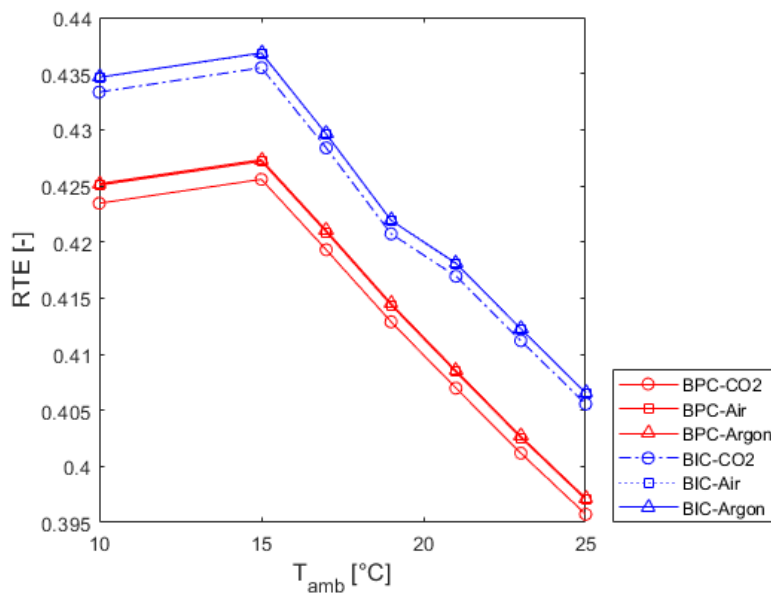


Figura 4 - 51: Variación de la RTE con la temperatura ambiente en los ciclos de carga y descarga (Brayton); sal 1

Los demás parámetros de desempeño son presentados en la Figura 4 - 52. La relación de presiones en la bomba de calor muestra una tendencia similar a lo que ocurre en la RTE. Permanece constante en un principio a causa de que los niveles de temperatura no se ven afectados por el ciclo de descarga. Luego disminuyen conforme la tasa de recuperación aumenta y las presiones del ciclo de carga son optimizadas en cada iteración. La densidad de potencia sigue esta misma tendencia y disminuye conforme la presión mínima decrece. También es el resultado de la influencia del flujo másico en la bomba de calor, que incrementa debido a la modificación de la diferencia de temperatura de las sales fundidas en la integración con el ciclo de descarga. La densidad de potencia se reduce en 13% para estos sistemas. La densidad de energía también se ve afectada por la disminución del diferencial de temperatura en las sales y el aumento del flujo másico. La densidad de energía decrece en 8%. Finalmente, el costo del inventario de las sales aumenta en 17% debido a que se requiere mayor cantidad del medio de almacenamiento.

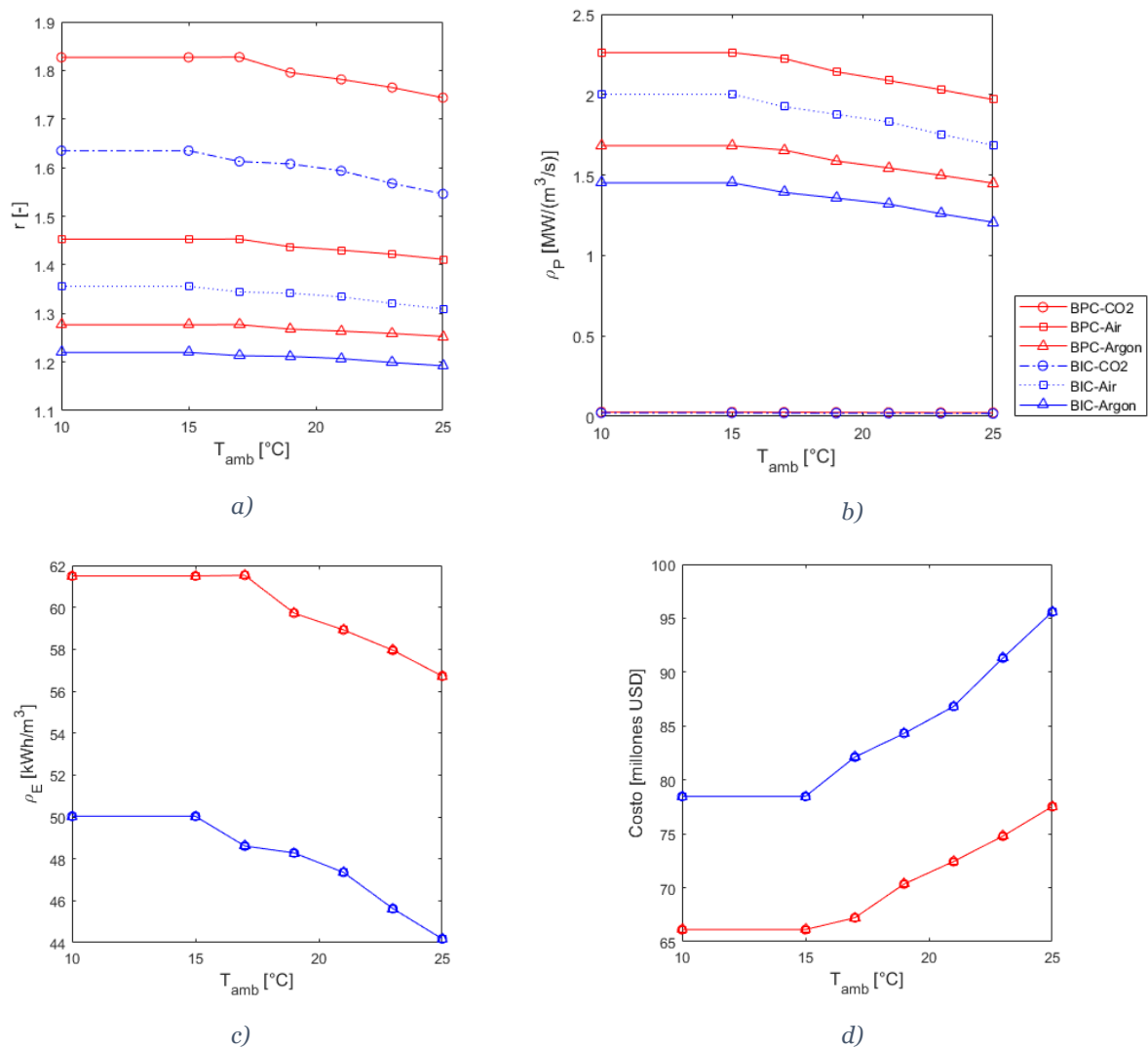


Figura 4 - 52: Variación de parámetros con la temperatura ambiente en los ciclos de carga y descarga (Brayton): a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 1

El aumento de la temperatura ambiente por tanto, tuvo efectos variados en el desempeño de los sistemas PTES. En sistemas con ciclos de descarga refrigerados con agua, a temperatura baja y constante, provocó una mejora en la RTE, debido al incremento del COP en la bomba de calor, si la temperatura del fluido de trabajo en el evaporador también aumenta. Esto es punto importante a tener en cuenta, si se busca aumentar la RTE de un sistema PTES integrado a un ciclo de descarga cuya operación no sea modificable. Cuando el ciclo de descarga es refrigerado con aire ambiente, el aumento de temperatura de este, produjo la reducción en el desempeño de los sistemas.

4.4.4 Variación de la eficiencia isentrópica de las turbomáquinas

A continuación, se realiza el análisis de la variación de los parámetros de desempeño de las configuraciones PTES, al modificar la eficiencia isentrópica de las turbomáquinas. Para este estudio se variaron simultáneamente en el rango 0.75-0.95, las eficiencias de turbinas, compresores y bombas centrífugas en los ciclos de carga y descarga.

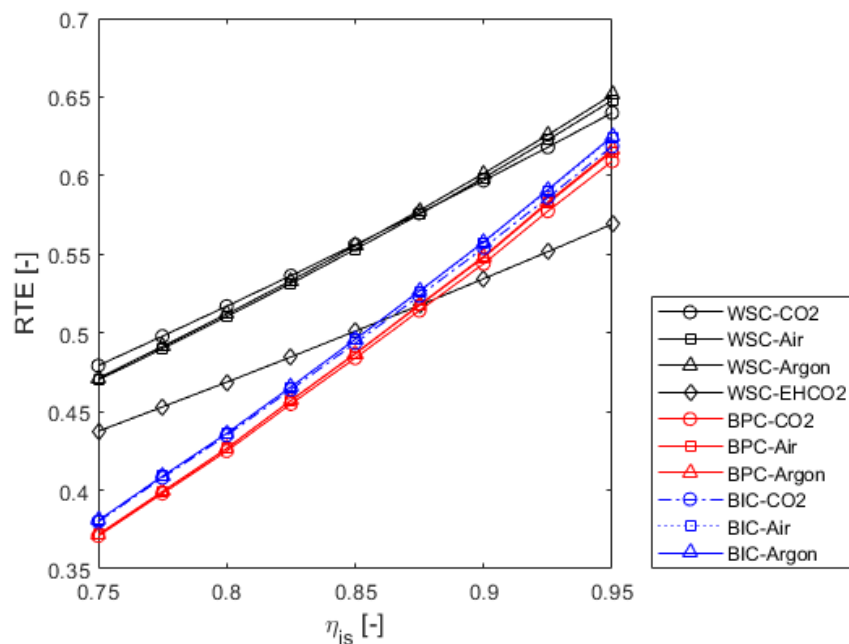


Figura 4 - 53: Variación de la RTE con la eficiencia isentrópica en los dispositivos de los ciclos de carga y descarga; sal 1

En la Figura 4 - 53 se presenta la variación de la RTE en los diferentes sistemas. En general, la RTE incrementa casi linealmente con la eficiencia isentrópica para todas las configuraciones. En el caso de los sistemas con ciclo de descarga Brayton, este incremento es cercano al 65%. De estos, las configuraciones con ciclos de carga usando aire y argón, son más sensibles que en el sistema con CO₂, en 1% de incremento adicional. Por su parte, en los sistemas con ciclo de descarga WSC el aumento de la RTE es más reducido. El sistema con CO₂ en el ciclo de carga tiene un incremento en la RTE de 33%, mientras que

en los que tienen aire y argón es de alrededor de 38%. En el sistema con argón es 0.5% mayor respecto al del aire. Adicionalmente, hasta una eficiencia isentrópica de 85%, el sistema con CO₂ cuenta con una mejor RTE. A partir de este punto, es superado por los sistemas con aire y argón. Esto quiere decir que sistemas con CO₂ en el ciclo de carga pueden tener mejor rendimiento a baja eficiencia isentrópica. Con eficiencias cercanas al 85%, no hay mayor distinción entre estas configuraciones con ciclo de descarga WSC. El sistema con calentador eléctrico es el menos sensible, con un aumento en la RTE del 30%. De estos resultados también se observa, que los sistemas con ciclo de descarga Brayton son más sensibles al nivel de eficiencia isentrópica de las turbomáquinas. Es recomendable por tanto, usarlos cuando se puedan garantizar dispositivos con buen desempeño. En general, a baja eficiencia isentrópica, los sistemas con WSC en la descarga tienen mejor rendimiento exergético.

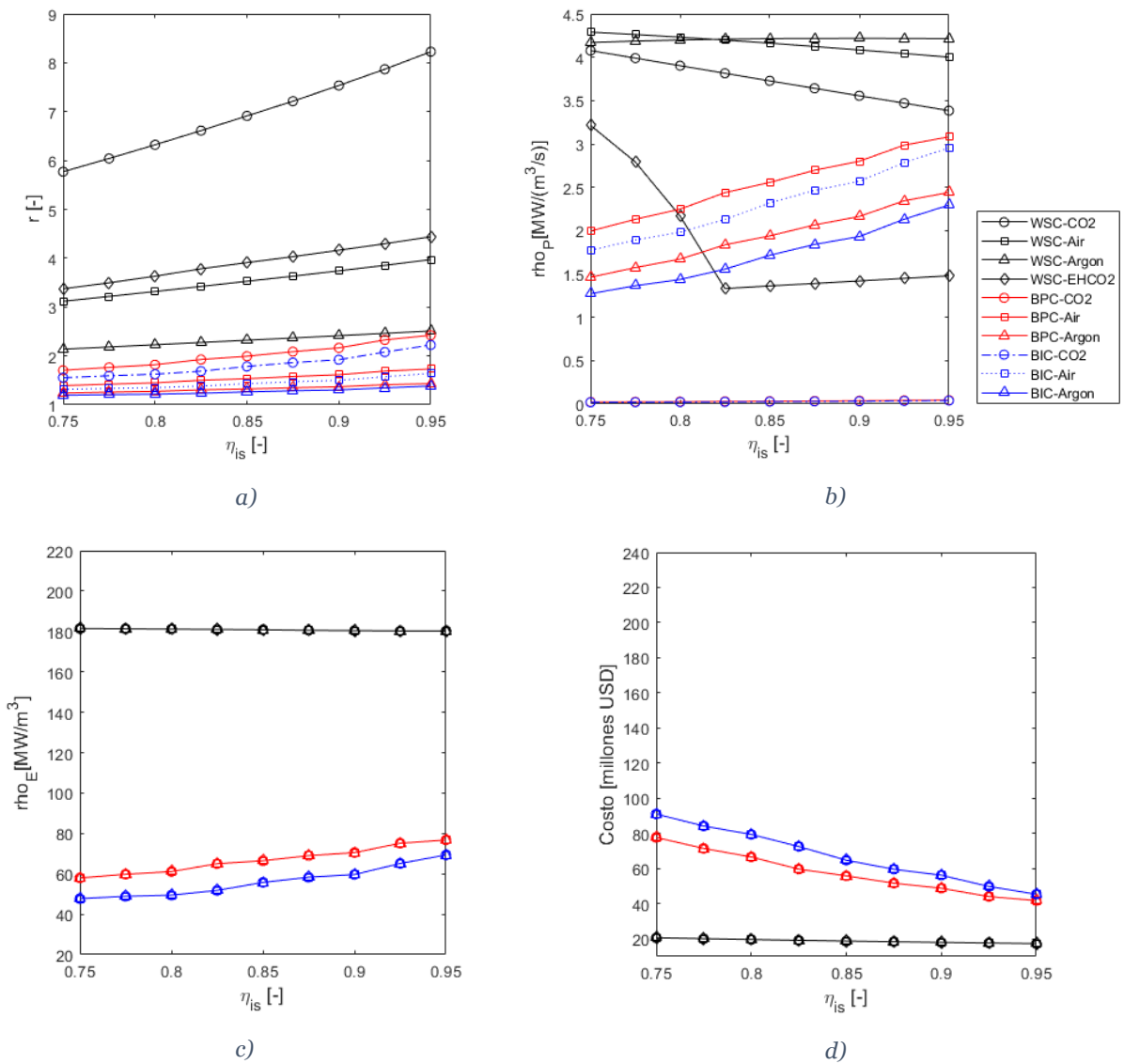


Figura 4 - 54: Variación de parámetros con la eficiencia isentrópica en los dispositivos de los ciclos de carga y descarga: a) relación de presiones, b) densidad de potencia, c) densidad de energía, d) Costos de inventario de sales; sal 1

En la Figura 4 - 54 se presentan los resultados de la variación de otros parámetros de desempeño con la eficiencia isentrópica. La relación de presiones de la bomba de calor en el sistema WSC-HPCO₂, aumenta considerablemente con 42%. Por otra parte, en las configuraciones WSC con aire y argón en el ciclo de carga, y aquella con calentador eléctrico, la relación de presión incrementa 27, 17% y 32% respectivamente. En los sistemas con ciclo de descarga Brayton, aunque el valor absoluto de la relación de presión es mucho menor, el incremento con la eficiencia isentrópica es similar al caso con WSC. Se da igualmente que el incremento de r , es el mayor en las configuraciones con CO₂ y el menor en los sistemas con argón.

El comportamiento de la relación de presiones en los ciclos de carga tiene un papel importante en la variación de la densidad de potencia. En el sistema WSC-HPCO₂ en donde r aumenta considerablemente, la densidad de potencia tiene uno de los mayores porcentajes de disminución (-17%). Lo cual es debido a que la presión máxima optimizada para maximizar el COEP corresponde a la presión límite de 20 MPa, por lo que un aumento en r , significa la disminución de la presión mínima. Esta disminución, impacta negativamente a la densidad de potencia por el aumento de flujo volumétrico. Esto a pesar de que el flujo másico en el ciclo de carga disminuye, conforme disminuye el requerimiento de sales fundidas por la mejora en desempeño del ciclo de descarga. En el sistema WSC-HPAir ocurre una situación similar que con el CO₂, pero la disminución es menor (-6.7%). La causa es que la tasa de aumento de la relación de presión es menor. En el sistema WSC-HPArgon a diferencia, se da un máximo en la densidad de potencia cerca de 90% en la eficiencia isentrópica. Esto ocurre porque la presión mínima en el ciclo de carga cambia lentamente y el comportamiento de la densidad de potencia es dominado en primera instancia por la disminución de flujo másico en el ciclo. En el caso del sistema WSC-HPEHCO₂ el comportamiento de ρ_p es singular. La densidad de potencia se reduce rápidamente (-58%) entre 75 y 82.5% de eficiencia isentrópica. A partir de este punto, aumenta levemente, pero de forma constante. Este comportamiento es debido a las presiones en el ciclo de carga. Si bien para este sistema la relación de presiones aumenta, la presión máxima optimizada no corresponde al límite superior y sucede que, en un principio, ambos niveles de presión en la bomba de calor disminuyen, pero la presión mínima en mayor proporción. La reducción en la presión mínima conlleva a la disminución de la densidad de potencia. Comenzando en 82.5% de η_{is} , la presión mínima queda constante en cada iteración y la presión máxima aumenta. La disminución del flujo másico en el ciclo de carga, como resultado de la mejora en el desempeño del ciclo de descarga, tiene mayor peso y da como resultado el aumento en la densidad de potencia.

En relación a la densidad de energía, en los sistemas con ciclo de descarga WSC, esta disminuye levemente. La energía térmica requerida por el ciclo de descarga disminuye, como resultado de la mejora en desempeño. Sin embargo, la tasa de esta disminución es menor que la producida en el volumen requerido de sales fundidas. En los sistemas con ciclo Brayton en la descarga, la densidad de energía aumenta entre 30 y 45%, debido a que la energía térmica demandada disminuye considerablemente, en relación a la reducción en volumen de sales fundidas requeridas. Los costos del inventario de sales siguen la misma tendencia que en la densidad de energía. Para sistemas con ciclo de descarga WSC, la disminución no es significativa, mientras que en las configuraciones Brayton disminuye 46% para el BPC y 50% para el BIC.

Teniendo en cuenta estos resultados, se puede observar que el rendimiento exergetico de las configuraciones PTES, mejora considerablemente como era de esperarse con el aumento de la eficiencia isentrópica de los dispositivos. Este aspecto es mucho más importante en los sistemas con ciclo Brayton, cuyo desempeño es más sensible a baja eficiencia isentrópica. En los sistemas WSC se resalta adicionalmente, que la mejora en la eficiencia de las turbomáquinas, impacta negativamente en la densidad de potencia y requerimientos de compresor. Esta situación es más importante en la configuración WSC-HPCO₂. Por tanto, a altas eficiencias isentrópicas, los sistemas más recomendables son los que tienen en el ciclo de carga argón y aire, en ese orden.

4.5 Comparación con tecnologías de almacenamiento eléctrico

En esta sección se lleva a cabo la comparación de los sistemas PTES analizados y las tecnologías, Pumped Hydro Storage (PHS) y Compressed Air Energy Storage (CAES), cuyos sistemas han sido demostrados y dominan el mercado de almacenamiento de electricidad actual. Para esto se seleccionaron las configuraciones de integración PTES de mayor potencial y parámetros de operación óptimos en base al análisis realizado.

4.5.1 Configuraciones PTES y parámetros de operación potenciales

La configuración que presentó mejor desempeño de acuerdo a los resultados, para los parámetros de operación de plantas termoeléctricas a base de carbón convencionales, fue WSC-HPCO₂-Sal1. Es decir, la integración de una bomba de calor usando CO₂ en el ciclo de carga, sal solar para el sistema de almacenamiento y ciclo Rankine en la descarga. Teniendo en cuenta que el desempeño obtenido por esta configuración es logrado con un compresor teórico de CO₂, con una temperatura máxima que no es alcanzada por la tecnología actual, se tiene en cuenta la opción WSC-HPArgon-Sal1. Aunque esta configuración da como resultado una RTE cerca de 1% más baja, es la segunda mejor opción potencial dada la similitud con el aire y que compresores con este fluido pueden alcanzar temperaturas de hasta 600 °C [23]. Además, la relación de presiones que se obtiene con la bomba de calor usando argón es baja, lo que puede reducir potencialmente el costo del compresor. Se selecciona la sal 5 (8,1%NaCl + 31,3%KCl + 60,6%ZnCl₂) como medio de almacenamiento alternativo debido a que con esta se obtienen resultados similares para la RTE y demás parámetros. Adicionalmente, tiene una temperatura de fusión baja y una temperatura de estabilidad térmica mucho más alta, lo cual permite explorar configuraciones de integración con una temperatura de operación máxima más elevada. Los sistemas PTES integrados a ciclos de descarga Brayton, no arrojaron resultados muy favorables para el caso de estudio base. Sin embargo, en base al estudio de sensibilidad, se estima que estas configuraciones pueden alcanzar un desempeño comparable al obtenido con ciclos de descarga WSC, con parámetros operativos más altos. Es por esto que se selecciona el sistema BIC-HPAir-Sal1 como opción adicional. La sal 4 (37,5%MgCl₂ + 62,5%KCl) también es una alternativa apropiada como medio de almacenamiento para estos sistemas, por lo que también se incluye.

De acuerdo al estudio de sensibilidad, el parámetro operativo que genera el mayor impacto positivo en el desempeño de los sistemas estudiados es la eficiencia isentrópica de las turbomáquinas. Con eficiencias del 95% en los dispositivos de los ciclos de carga y descarga, se obtienen RTE de más del 60%. Sin embargo, estos valores no son realizables aún en la práctica. De acuerdo a [83], la tecnología de turbinas de gases moderna puede alcanzar eficiencias isentrópicas de 93%, por lo que es seleccionado este valor (para las turbinas se tiene en cuenta además una eficiencia mecánica de 95%). Por su parte, compresores de alta temperatura no son comúnmente usados en la industria, pero la eficiencia de estos se encuentra cerca del 80% y es un buen margen de seguridad de acuerdo a [23]. Sin embargo, para esta comparación la eficiencia del compresor se asigna en 90%, valor alcanzable según lo reportado por [105]–[107]. El segundo parámetro operativo de mayor influencia es el nivel de presión máxima en los ciclos de carga y descarga. Se establece en 25 MPa en ambos casos, nivel con el cual se logra considerable mejora en la RTE de los sistemas (de esta forma el ciclo de descarga Rankine es supercrítico). Para la temperatura máxima, se evalúan distintas opciones con el objetivo analizar el potencial de integración de los ciclos de descarga Brayton, dado que estas configuraciones son más sensibles al aumento de la temperatura de operación. Hasta una temperatura de 550 °C en los ciclos de descargas, la sal solar puede ser usada en su límite máximo de 565 °C. Con 570 °C en la descarga, se alcanza la temperatura límite de 600 °C en la salida de los compresores de aire del ciclo de carga. Se evalúan adicionalmente para los ciclos de descarga, 600 y 700 °C, niveles de temperatura proyectados para los ciclos Brayton con CO₂ supercrítico ([108], [109]). Finalmente, la temperatura ambiente se estableció en 15 °C, debido a que el aumento de esta, aunque podría mejorar el aumento del rendimiento del ciclo de carga, no es un parámetro controlable. Seleccionar una temperatura ambiente baja, da un factor de seguridad a los resultados.

En la Tabla 4 - 9 se resumen los resultados para las configuraciones y parámetros de operación seleccionados.

Tabla 4 - 9: Resultados de parámetros de desempeño para escenarios potenciales de integración PTES

Sistemas	T_{max}	Sal	$COEP_{P2H}$ [-]	RTE [-]	ρ_P [MW/(m ³ /s)]	r_{P2H} [-]	Xd_{TES} [MW]	ρ_E [kWh/m ³]	Costo [USD]
sWSC- HP_CO ₂	550	1	0.8168	0.6375	4.48	8.858	6.504	196.09	\$ 15,794,420.43
		5	0.8167	0.6371	4.49	8.787	6.578	145.83	\$ 25,833,542.00
	570	5	0.8195	0.6406	4.22	10.170	6.610	156.84	\$ 23,773,648.05
	600	5	0.8224	0.6435	3.83	12.430	6.820	172.53	\$ 21,324,233.95
	700	5	0.8291	0.6467	2.83	21.830	8.045	220.69	\$ 16,053,992.16
sWSC- HP_Argon	550	1	0.8178	0.6380	5.67	2.605	6.562	196.09	\$ 15,794,421.42
		5	0.8182	0.6380	5.66	2.595	6.636	145.83	\$ 25,833,543.67
	570	5	0.8185	0.6396	5.81	2.750	6.667	156.84	\$ 23,773,648.08
	600	5	0.8196	0.6412	5.97	2.974	6.849	172.53	\$ 21,324,233.77
	700	5	0.8260	0.6445	6.29	3.670	8.003	220.69	\$ 16,053,992.16

Tabla 4 – 9. (Continuación)

BIC- HP_Air	550	1	0.8548	0.6127	3.99	1.653	4.186	74.87	\$ 41,512,362.53
		4	0.8528	0.6073	3.55	1.522	5.136	48.84	\$ 31,583,519.76
	570	4	0.8583	0.6154	3.87	1.593	4.424	55.33	\$ 27,432,043.44
	600	4	0.8645	0.6255	4.19	1.660	3.623	62.10	\$ 23,862,197.72
	700	4	0.8805	0.6469	4.61	1.704	3.059	71.89	\$ 19,317,638.58

Con un nivel de temperatura de 550 °C se puede observar, para las configuraciones con ciclo Rankine supercrítico (sWSC), que la sal 1 es la más indicada y da como resultado el mejor desempeño, especialmente en densidad de energía y Costo de inventario de sales. Comparando los ciclos de carga, en este mismo nivel de temperatura, el sistema que usa argón es el más adecuado ofreciendo una RTE un poco mayor (0.05%). Sobre todo, la principal ventaja radica en una mayor densidad de potencia y relación de presiones en el ciclo de carga mucho más baja (el 30% de lo obtenido con el CO₂). Esto se traduce en un sistema potencialmente más compacto y con un costo de adquisición y operación del compresor más bajo.

Al aumentar la temperatura de operación en la descarga, la sal 5 es usada en adelante para los sistemas con sWSC en la descarga. En la configuración con CO₂ en el ciclo de carga, los parámetros de desempeño se comportan según lo encontrado en el estudio de sensibilidad. Incrementando en 150 °C la temperatura máxima y llegar hasta 700 °C, la RTE tiene un aumento de 0.92%. La densidad de potencia por su parte, disminuye casi 40%. Lo más sobresaliente se produce en el cambio de la relación de presión y destrucción de exergía en el sistema de almacenamiento. La primera aumenta más del doble hasta llegar a casi 22, lo cual es muy desfavorable para la operación del compresor. La segunda incrementa cerca del 20%. Para la configuración con argón en el ciclo de carga, al incrementar la temperatura de operación, la RTE aumenta pero lo hace en menor medida que en el caso del CO₂. Pese a esto, la densidad de potencia aumenta en 10%, y la relación de presiones, aunque aumenta, se mantiene por debajo de 4. Un aspecto importante a tener en cuenta, es que de acuerdo a los resultados, la RTE alcanzable con un nivel de temperatura de 550 °C y sal 1 es de 63.75%. Yendo al límite de la temperatura de compresores actuales de aire, es decir temperatura de operación en la descarga de 570 °C, la RTE está en el rango de 64%. Otro punto a destacar, es que para los sistemas de integración en sWSC, a pesar que la mejora en rendimiento puede parecer poco significativa, al aumentar la temperatura de operación, la densidad de energía aumenta significativamente por un lado (50%), y por otro el costo del inventario de sales se reduce considerablemente (-37.8%). Esto es un indicativo de que es necesario optimizar el sistema, teniendo en cuenta la mejora de rendimiento, aumento en contos de operación y ahorro en costos de adquisición de equipos y sistema de almacenamiento. La RTE alcanzable para estos sistemas, a 700 °C, es de 64.5% en promedio.

En el sistema con ciclo de descarga Brayton (BIC), a 550 °C, comparando las sales 1 y 4, la primera da como resultado mejor RTE, ρ_P y ρ_E . Con la sal 4 por el contrario, se obtiene una relación de presión y costo de sales menor, 8% y 24% respectivamente. Es esta ventaja

en costo que permite a la sal 4 ser una opción competitiva. Es necesario un análisis técnico y económico más riguroso, para determinar la mejor opción de medio de almacenamiento para esta configuración. Al aumentar la temperatura de operación de la descarga, la mayoría de parámetros de operación presentan una mejora considerable, especialmente la RTE que reporta un incremento de casi 4% y se alcanza 64.69%. La ρ_p incrementa 30%, mientras que la ρ_E lo hace 47%. A pesar de que la relación de presión aumenta 12%, los valores no sobrepasan 1.8 y los costos de operación del compresor son potencialmente bajos. Finalmente, el costo de sales fundidas se reduce 39%.

Comparando las configuraciones con sWSC y BIC, se puede observar que en la segunda, se obtiene un gran rendimiento del COEP que supera en todo momento a los resultados de los sistemas sWSC con CO₂ y argón en el ciclo de carga. A 700 °C, el COEP de la configuración BIC-HPAir-S4 tiene el mayor incremento (2.77 %) y alcanza 88%. En términos de RTE, al comparar el anterior sistema con el sWSC-HPCO₂-S5, se obtiene el comportamiento mostrado en la Figura 4 - 55. El incremento de la RTE observado es mucho más acentuado en la configuración con ciclo de descarga BIC que a partir de 700 °C, comienza a sobrepasar los valores obtenidos con el sistema sWSC.

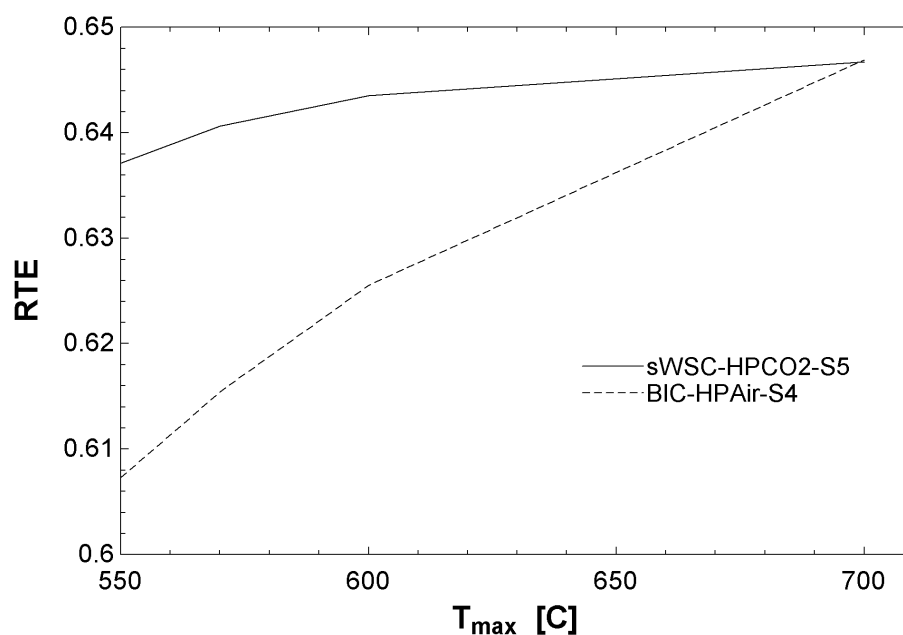


Figura 4 - 55: RTE vs Tmax para configuraciones PTES potenciales

De acuerdo a Turchi et al. (2013) [83], los ciclos de descarga Brayton a altas temperaturas, tienen una potencial ventaja sobre los sistemas Rankine supercríticos, debido a la mejora en la eficiencia de primera ley. En ese trabajo, los investigadores compararon la eficiencia de estos sistemas a una temperatura de 700 °C y presión de 25 MPa, variando la temperatura de entrada de los compresores del ciclo Brayton (temperatura del condensador para el ciclo Rankine) entre 45 y 65 °C. En todo el rango de estudio se obtuvo una diferencia promedio de 5% para la eficiencia térmica, en favor del ciclo BIC. En la

comparación realizada en esta sección, donde se mantuvo la temperatura mínima y presión de los sistemas de forma constante, variando la temperatura máxima, se obtuvieron los resultados para la eficiencia energética y exérgica mostrados en la Figura 4 - 56. En esta se observa que la eficiencia térmica del ciclo BIC sobrepasa la del ciclo sWSC a partir de 570°C. Al llegar a 700 °C, la diferencia en eficiencia es de un poco más de 2% a favor del sistema BIC. Los resultados concuerdan con lo reportado en [83], sin embargo, la diferencia es más reducida, lo que sugiere que el ciclo de descarga Brayton puede tener un mejor desempeño cuando se eleva la temperatura baja del sistema (uso de “dry cooling”). Se requieren más estudios para confirmar esto, dado que los modelos usados para el ciclo Rankine supercríticos son diferentes.

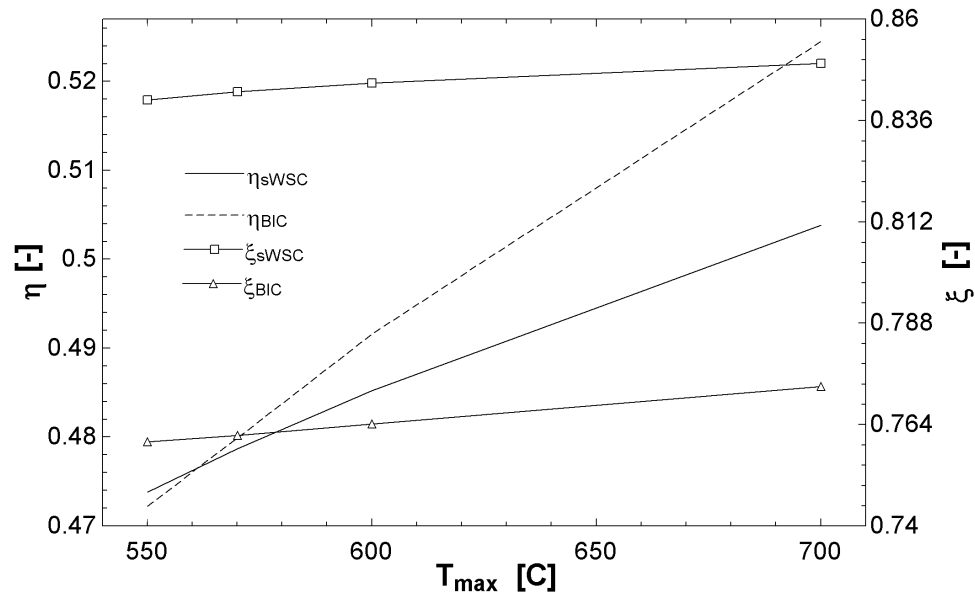


Figura 4 - 56: Comparación de eficiencias de ciclos de descarga sWSC y BIC, al elevar la temperatura máxima de operación

La eficiencia exérgica del ciclo Rankine supercrítico por el contrario, es superior en todo momento a la del ciclo Brayton, a pesar que la tasa de aumento en este último es superior (1.31% contra 0.87%). Este resultado indica que la mejora en la RTE de la configuración PTES con ciclo BIC, no se da principalmente por el aumento en la eficiencia exérgica del ciclo de descarga. En primera instancia, la transferencia de calor entre las sales y el ciclo Brayton es mejor, debido al perfil de temperatura del fluido de trabajo. Además, los niveles de temperatura de las sales luego de la integración con el ciclo de descarga, dan como resultado un ciclo de carga con un desempeño más alto. Estos dos puntos propician un alto COEP de la bomba de calor, y una baja destrucción de exérgia en la integración del sistema de almacenamiento, que sumados, provocan el rápido aumento en la RTE. Comparando estos resultados con lo reportado por Wang y He (2017) [85], la eficiencia exérgica del ciclo BIC de la Figura 4 - 56 es un poco más baja, sin embargo, la tasa de incremento, en el rango de estudio (500-700 °C), es similar y la eficiencia máxima obtenida en [85] no supera el 78.5%. La baja eficiencia de segunda ley para el ciclo Brayton, para una misma relación *trabajo de salida/entrada de calor*, puede ser explicada por la mayor pendiente del perfil *h-s* (entalpía vs entropía) del CO₂. La exérgia que

acompaña al calor que entra al ciclo es mayor, debido a que la diferencia de entropía disminuye en el cálculo de exergía de flujo ($h - h_0 - T(s - s_0)$).

Con respecto a los demás parámetros de desempeño, en la configuración con ciclo de descarga BIC, la densidad de potencia sigue un comportamiento más favorable que en el caso sWSC-HPCO₂-S5, pero los valores están por debajo del sistema sWSC-HPArgon-S5, entre 37 y 27%. A pesar de esto, los valores de relación de presiones en el sistema BIC-HPAir-S4 son los menores de las configuraciones estudiadas. Adicionalmente, a 700 °C de temperatura de operación en el ciclo de descarga, la diferencia en el costo de inventario de sales con la opción sWSC, se reduce hasta 17%. En la densidad de energía, es donde radica la mayor diferencia. Los valores del sistema BIC son en promedio 67% menores, lo cual es bastante desfavorable para el costo de los tanques de almacenamiento, cuyo tamaño será probablemente mayor.

Como se dijo en secciones previas, la densidad de energía es producto de la energía total necesaria para la operación del ciclo descarga entre el volumen de las sales fundidas utilizadas. La energía total es equiparable en ambas configuraciones ya que las eficiencias energéticas no son tan diferentes, por lo que la principal discrepancia radica en el volumen de sales. Este volumen es influenciado por la densidad de cada sal y la masa requerida, y esta a su vez por el calor específico y el diferencial de temperatura en los tanques. Las densidades de la sal 4 y 5 son similares (1940 kg/m³ y 2080 kg/m³) y el calor específico de la primera es mayor. Todo esto conlleva a que la diferencia de temperatura de las sales, generada por cada ciclo de descarga, sea la causante de la diferencia en masas requeridas. Las diferencias de temperatura en el intercambiador de calor principal de los sistemas Brayton son las más bajas, propiciando por tanto, una mayor masa de sales fundidas requerida. Si los tiempos de operación de descarga son los mismos, el flujo másico de sales será mayor en los sistemas Brayton. Este aspecto fue comentado en la sección de resultados (Tabla 4 - 2) pero no ha sido evaluado con profundidad en el presente trabajo. Sin embargo, es necesario para la estimación del costo de operación y adquisición de las bombas principales del sistema de almacenamiento. El cual, puede ser un factor limitante para la implementación de la integración PTES y sales fundidas en general, en los ciclos de descarga Brayton. En la Tabla 4 - 10 se presentan las diferencias de los flujos másicos de las sales fundidas, para las opciones de integración estudiadas.

Tabla 4 - 10: Comparación de flujos másicos de sales fundidas para los ciclos de descarga estudiados ($P_{max}=25$ MPA, $\eta_{is,Turbine}=93\%$, $\eta_{is,Compressor}=90\%$, $T_{amb}=15$ °C)

T_{max} [C]	\dot{m}_{salt} [kg/s]		%Dif
	sWSC	BIC	
550	772.50	2010.97	61.59%
	1281.41	3580.82	64.21%
570	1179.25	3110.10	62.08%
600	1057.76	2705.55	60.90%
700	796.33	2190.21	63.64%

4.5.2 Comparación de sistemas PHS, CAES y PTES

En esta sección de resultados, se realizó el análisis de la integración de sistemas PTES en ciclos de descarga, con parámetros de operación de centrales térmicas a base de carbón (538 °C, 16.2 MPa y eficiencia isentrópicas de 80%). Luego, se llevó a cabo un estudio de sensibilidad del desempeño de los sistemas, variando la temperatura, presión, eficiencia isentrópica de turbomáquinas y temperatura ambiente. Se culminó con el análisis de configuraciones y parámetros de operación óptimos. A partir de estos resultados, se puede establecer el rango de valores de los principales indicadores de desempeño, con la finalidad de comparar los sistemas PTES estudiados, y las tecnologías PHS y CAES que dominan el mercado actual de almacenamiento de electricidad a gran escala. En la Tabla 4 - 11 se presenta la comparación de la RTE, ρ_E y ρ_P de estos sistemas.

Tabla 4 - 11: Comparación de tecnologías de almacenamiento de electricidad: Round trip efficiency, Densidad de energía y Densidad de potencia

	PHS	CAES	PTES
RTE [%]	60-85	40-95	37-64.5
ρ_E [kWh/m ³]	0.2-2	3-12	37-221
ρ_P [MW/(m ³ /s)]	5	5.4	1-6.3

Los valores de la eficiencia y densidad de energía de los sistemas PHS y CAES fueron extraídos de lo reportado en [6], [14], [16], [39], [42], [68]. En el rango de la RTE para las instalaciones CAES, están incluidas algunas modificaciones del sistema convencional como el A-CAES, que elimina la necesidad de uso de combustibles fósiles y está en etapa de investigación y desarrollo. Para las instalaciones CAES convencionales (D-CAES), el umbral de la eficiencia está en 70%. La densidad de potencia para sistemas PHS fue consultado en [42], mientras que el valor para el sistema CAES fue estimado a partir del proceso estudiado en [110], [111]. Los valores máximos para las configuraciones PTES fueron tomados del estudio de sistemas y parámetros de operación óptimos. Los mínimos por su parte, son en su mayoría de las configuraciones con integración inadecuada en ciclos de descarga Brayton y condiciones de operación sub-óptimas.

Se puede observar de esta comparación, que los sistemas PTES integrados a centrales termoeléctricas analizados en el presente trabajo, tienen una RTE potencial (basada en exergía) ubicada cerca del límite mínimo del rango de sistemas PHS. Con respecto a los sistemas CAES convencionales, la eficiencia está un poco por debajo del máximo. A pesar de esto, los sistemas PTES pueden contar con una densidad de energía y potencia muy superior, haciéndolos potencialmente más compactos. Esto puede influir en que los costos capitales por unidad de energía y potencia, sean competitivos. Además, se añade como ventaja que los sistemas PTES no tienen limitación geográfica y que además pueden ser integrados a centrales termoeléctricas convencionales, aumentando el factor de utilidad y preservando los empleos en estas plantas.

Con respecto a las aplicaciones standalone, para integración de almacenamiento de electricidad en campos fotovoltaicos o eólicos, la tecnología actual de baterías ha avanzado en su desarrollo, pero es una opción poco probable para almacenamiento a gran escala y los sistemas PTES pueden tener un LCOE potencialmente menor a mayores horas de almacenamiento ([14], [17], [33], [34]) y menor impacto ambiental ([31], [32]). Otra opción, actualmente muy investigada, es integrar los sistemas PV (eólicos) en conjunto con los CSP. En este caso, los sistemas PTES tienen también el potencial de competir debido al alto costo capital y operativo asociado a los sistemas de torre central, por ejemplo, y especialmente en países como Alemania donde el DNI no es tan alto y los sistemas CSP no serían probablemente costo-efectivos a futuro ([35]–[38]). Considerando el desbalance geográfico de la generación de electricidad, en Chile y una vez más Alemania, en donde la principal producción está ubicada en el norte, el almacenamiento de electricidad en puntos estratégicos del sur es una apuesta clara para el descongestionamiento de nodos y estabilidad de la red, aumentando la posibilidad de implementación de tecnologías como PTES. Se requiere por tanto, estudios preliminares adicionales para estimar el LCOE de esta tecnología, operando en diversos modelos de mercado como por ejemplo, el de arbitraje de energía y estimar el rango de escala y capacidad en que el sistema sea costo-efectivo y competitivo ([28]–[30]).

5. Conclusiones y recomendaciones para futuros trabajos

En este trabajo de investigación se realizó la evaluación exergética de la integración de sistemas PTES, en centrales térmicas generadoras de electricidad de gran escala. Se analizaron distintos modelos de descarga, ciclos de carga y sales fundidas como medio de almacenamiento de energía. Se propusieron como resultado, configuraciones PTES óptimas, analizadas no sólo en base a la eficiencia global, sino también usando otros parámetros de desempeño relacionados al tamaño y costos de los sistemas. Adicionalmente, se da una perspectiva del potencial de los sistemas PTES en ciclos de descarga Rankine supercríticos y Brayton, junto con condiciones operativas principales para lograr el mayor rendimiento. Esta sección presenta las conclusiones de este estudio, discusión sobre la viabilidad de la tecnología PTES y recomendaciones para futuros trabajos.

5.1 Conclusiones

5.1.1 Integración de configuraciones PTES en centrales térmicas

Fluido de almacenamiento térmico

Tres de las sales fundidas estudiadas dieron como resultado una RTE similar en las configuraciones de integración. Las sales en cuestión son la sal solar (60%NaNO₃ + 40%KNO₃ – sal 1), la ternaria a base de nitratos (53% KNO₃ + 18% NaNO₃+29% LiNO₃ – sal 2) y la ternaria de cloruros (8,1%NaCl + 31,3%KCl + 60,6%ZnCl₂ – sal 5). La eficiencia global no fue influenciada por el calor específico de las sales. Se encontraron diferencias por otra parte en el flujo másico y parámetros asociados a costos. Con la sal 1 se obtuvieron los menores costos en el inventario total de sales requerido. Sin embargo, las sales 2 y 5 presentaron ventajas interesantes. La sal 2 tiene la temperatura de fusión más baja, y con esta se obtuvo 13.5% más de densidad de energía y un flujo másico 7% menor. Esto puede producir un ahorro potencial de costos en tanques de almacenamiento y operación de la bomba principal. La sal 5 no conllevó a mejoras en la densidad de energía y flujo másico, pero tiene una temperatura de fusión baja y la temperatura de estabilidad térmica es muy superior, lo que permitiría su integración a sistemas de descarga de mayor temperatura. Con lo anterior, se concluye que las sales 2 y 5 tienen alto potencial para competir con la sal solar como medios de almacenamiento en sistemas PTES, especialmente si se logra disminuir el costo por tonelada de ambas y se mejora el calor específico de la sal 5.

Para los ciclos de descarga Brayton, la sal ternaria a base de carbonatos (33,4%Na₂CO₃ + 34,5%K₂CO₃ + 32,1%Li₂CO₃ – sal 3) y la sal binaria de cloruros (37,5%MgCl₂ + 62,5%KCl – sal 4), resultaron en opciones de interés. Comparada a la sal solar, la sal 3 resultó en una densidad de energía significativamente mayor, pero el costo de inventario es bastante elevado. Por otra parte, con la sal 4 se obtuvo un ahorro de 35% en costos, pero una disminución en la densidad de energía. Es recomendable por ende, realizar esfuerzos

en reducir los costos por tonelada de la sal 3 y mejorar el calor específico de la sal 4. Estas sales tienen una temperatura de estabilidad térmica muy alta y son apropiadas para la integración a ciclos Brayton de alta temperatura.

Ciclos de carga

La bomba de calor usando CO₂ integrada a las sales 1, 2 y 5, ofreció la mejor RTE. Sin embargo, presentó también un inconveniente importante. La calidad del vapor a la salida de la turbina, resultó en valores por debajo de 80%, fuera del rango permitido para la correcta operación de las turbinas actuales. Para resolver esto, se recomienda la reducción de la presión máxima del ciclo hasta 15 MPa, con la que se obtiene una calidad de vapor de 85% y caída mínima en el COEP, a costa de una disminución sustancial de la densidad de potencia. La sustitución de la turbina por una válvula de expansión no se considera viable porque produce una disminución importante en el COEP. La opción con calentador eléctrico en serie no generó problemas de calidad de vapor a la salida de la turbina, pero sí una pérdida significativa en la RTE.

Las bombas de calor que usan aire y argón tienen un desempeño similar a la que usa CO₂ en COEP y RTE resultante, especialmente integradas con las sales 3 y 4. En densidad de potencia y relación de presiones, estas opciones tuvieron la ventaja. Con estas opciones se podrían obtener sistemas potencialmente más compactos y de menores costos de adquisición y operación del compresor. Lo cual es importante teniendo en cuenta que se asumió la posibilidad de operar en el límite de temperatura máxima de compresores actuales (600 °C). Es fundamental la investigación en compresores que puedan operar normalmente en este rango de temperatura.

Ciclos de descarga

En el caso base de estudio, los resultados en RTE, densidad de energía y costo de inventario de sales de la integración PTES-WSC, superaron con gran margen de diferencia a los obtenidos en configuraciones con ciclos Brayton. Se encontró no obstante, que el uso de bombas de calor con aire y argón, fue más beneficioso para estas últimas. Debido al bajo diferencial de temperatura generado en el intercambiador de calor principal, el flujo másico de sales fundidas en las configuraciones con ciclos de descarga Brayton, fue considerablemente alto. Las sales 3 y 4 resultaron en opciones potenciales para este ciclo de descarga. En comparación al ciclo BIC, el BPC resultó en una mejora significativa del flujo másico de sales, densidad de energía y costos, con una reducción en la RTE cerca del 3%. Una ventaja que podría hacer más competente a las configuraciones con ciclo Brayton sobre las que usan WSC, es la posibilidad de utilizar simultáneamente gran parte de la infraestructura para los ciclos de carga y descarga, invirtiendo el flujo del proceso. Con esto se tendría un ahorro potencial en los costos para esta alternativa.

Configuraciones óptimas

En base a la comparación de las diferentes opciones, son recomendables ciertas configuraciones óptimas con las que se logró una adecuada integración. La configuración WSC-HPCO₂-Sal₁ tuvo el mejor rendimiento, con una RTE de 51.4% y densidad de potencia de 4 MW/(m³/s). Por su parte, WSC-HPArgon-Sal₁, resultó en una RTE 0.6% menor, pero tuvo una mejor densidad de potencia (4.2). Esta última opción es considerada superior, en vista de que no presenta ciertas dificultades como baja calidad de vapor en la turbina y los compresores tienen una temperatura límite potencialmente más alta. Una opción alternativa, es la configuración con calentador eléctrico WSC-HPCO₂EH-Sal₁ con RTE de 47% y densidad de potencia de 2 (mejorable hasta 4.1), si no se cuenta con un compresor de aire o argón con un límite de temperatura suficientemente alto.

Las configuraciones PTES-Brayton no son recomendables, en general, para los parámetros de operación del caso base, es decir centrales térmicas de 538°C y 16 MPa. Es necesario que en la temperatura y presión límites se logren avances en el rango de 700 °C y 25 MPa, para aprovechar el potencial de los ciclos Brayton. Se encontró que BIC-HPAir-Sal₁(4) es la integración más adecuada de este tipo. Adicionalmente, las bombas de calor con CO₂ y calentador eléctrico, no son una opción viable para este tipo de ciclos de descarga ya que la temperatura mínima de las sales integradas está cerca o supera el límite de 480 °C de los compresores.

5.1.2 Análisis exergético

En las configuraciones con sistema WSC, la mayor destrucción de exergía total ocurrió en la bomba de calor, seguido del ciclo de descarga y el intercambiador HX-TES-H₂P. La mejora del proceso requeriría turbomáquinas con mejor eficiencia isentrópica en la bomba de calor. El compresor es más sensible que la turbina a la reducción de la eficiencia y genera mayor destrucción de exergía por unidad de masa. Se deben concentrar esfuerzos para que la eficiencia isentrópica de este sea la más alta posible. En el HX-TES-H₂P se requiere mínimo Pinch point, para esto es recomendable un estudio de optimización económica en donde se tenga en cuenta el área y costo de los intercambiadores. Por otra parte, en configuraciones con descarga Brayton, la mayor exergía destruida se dio en el ciclo de descarga por la baja eficiencia exergética de este proceso.

5.1.3 Sensibilidad a parámetros operativos y potencial de sistemas PTES

La variación de los parámetros de operación en los ciclos de carga y descarga, tuvo una relevancia importante en el potencial alcanzable de las configuraciones PTES estudiadas. El aumento de temperatura máxima del ciclo de descarga hasta 700 °C, puede mejorar la RTE, densidad de potencia, densidad de energía y costo de inventario de sales, de los sistemas PTES-WSC. El efecto es más significativo en configuraciones con ciclo Brayton. Pese a esto, también conlleva un incremento del costo operacional, reflejado en el aumento de la relación de presiones del compresor en el ciclo de carga. El aumento de la

presión máxima solamente en la bomba de calor, no resultó beneficioso para la mejora de la RTE, pero produjo un aumento considerable de la densidad de potencia. Por otra parte, el aumento de la presión en el ciclo de descarga tuvo un efecto importante en la RTE, densidad de energía y costo de inventario de sales, especialmente en configuraciones con ciclo Brayton. Con la elevación de la temperatura ambiente, es posible mejorar la operación de la bomba de calor y aumentar la RTE, si la operación del ciclo de descarga no es afectada. Esto es un aspecto importante para mejorar la RTE de sistemas PTES en los que la operación del ciclo de descarga no sea modificable y sería interesante estudiar el potencial de integración en la bomba de calor, de una fuente de calor de mayor temperatura, como lo podría ser el agua de salida del condensador del ciclo de descarga. En configuraciones donde el ciclo de descarga use aire en el condensador, el aumento de la temperatura ambiente produciría una reducción de la RTE muy significativa. La eficiencia isentrópica de las turbomáquinas fue el parámetro más influyente en el desempeño de los sistemas y las configuraciones con ciclo Brayton fueron las más beneficiadas en RTE, densidad de energía y costo de inventario de sales, aumentando su competitividad frente a los sistemas con ciclo de descarga WSC. A bajas eficiencias isentrópicas, son recomendables las configuraciones integradas al ciclo WSC.

Utilizando configuraciones PTES óptimas y mejorando los parámetros de operación, es posible lograr teóricamente una RTE cerca de 64.5%. A 700 °C en la temperatura máxima de operación, los sistemas con ciclo Brayton pueden ofrecer el mejor rendimiento.

5.1.4 PTES y tecnologías de almacenamiento de electricidad

La tecnología PTES estudiada, fue comparada con los sistemas PHS y CAES para almacenamiento de electricidad a gran escala. El potencial de las configuraciones PTES analizadas, medido por la RTE, tuvo un máximo cerca de 65%. Este valor se encuentra cerca del límite mínimo de sistemas PHS, pero es competitivo en relación a los sistemas CAES convencionales con turbinas de gas, cuya RTE máxima es del orden de 70%. En la práctica sin embargo, la RTE de sistemas PTES, integrados a centrales térmicas a base de carbón reconvertidas, puede ubicarse posiblemente en el rango de 50-60% debido a la baja eficiencia exergética del ciclo de descarga.

Este puede parecer a primera vista, un panorama poco prometedor para el despliegue de esta alternativa de almacenamiento de electricidad. No obstante, los sistemas PTES traen consigo beneficios que pueden aumentar su competitividad y potenciar su viabilidad. Por un lado, la densidad de energía puede llegar a ser entre 3 y 100 veces mayor que la de sistemas PHS y CAES, mientras que la densidad de potencia puede alcanzar un nivel igual o incluso superior. Esto se traduciría potencialmente, en sistemas compactos de menor área requerida y bajo costo por unidad de energía y potencia. Adicionalmente, los sistemas PTES no tienen una restricción geográfica, como es el caso de las instalaciones PHS y CAES, que requieren cuerpos de agua con diferencia de altura y cavernas subterráneas adecuadas, respectivamente. El impacto ambiental por tanto sería más reducido, considerando la huella hídrica, uso de tierra y afectación de ecosistemas del sistema PHS.

Comparado al sistema CAES, la huella de carbono sería menor, en vista de que este requiere la combustión de gas natural para la turbina.

Además del aspecto competitivo frente a otras tecnologías, la viabilidad de los sistemas PTES dependerá también del aumento en requerimiento de almacenamiento de electricidad en el futuro. En países como Chile y Alemania, donde hay alta penetración de energías renovables en la matriz de generación de electricidad, se ha discutido que existen problemas actualmente, debido a la variabilidad de las fuentes de energía renovables, para balancear la distribución de energía en la red. Esta situación solo se acentuará en el futuro, al incrementar el porcentaje de aporte de energías renovables y disminuir la dependencia de sistemas auxiliares basados en combustibles fósiles. La respuesta a este problema, compartida por muchos investigadores, es el incremento del almacenamiento de electricidad y este es un punto a favor para la viabilidad de la tecnología PTES.

Existe aún otra ventaja de los sistemas PTES, que no contempla otras formas de almacenamiento de electricidad. Es la posibilidad, de utilizar las centrales térmicas a base de carbón que caerán en desuso en un futuro cercano, debido a la implementación de políticas ambientales para la reducción de emisiones de CO₂. Esto reduciría de forma importante los costos debido ya que se aprovecharía el ciclo de descarga existente y al mismo tiempo ayudaría a prevenir el desempleo del personal operativo de estas centrales térmicas. Adicionalmente, si se usa un modelo de arbitraje económico aprovechando de forma ventajosa, la caída de costos marginales originada por la congestión (y políticas actuales de manejo de la energía) en los nodos del norte de la red, se mejoraría la rentabilidad de estos sistemas PTES. El sistema de operación de la red también sería más flexible y dinámico, en el que estas centrales térmicas podrían participar como generadores y consumidores. Una alternativa tecnológica que se baraja actualmente para llevar a cabo esta opción de integración, es el uso de calentadores eléctricos. En este caso el sistema PTES es un fuerte competidor debido a que la eficiencia exergética de la bomba de calor es mayor que en calentadores eléctricos y la RTE resultante significativamente mejor. Sin embargo, un análisis exergoeconómico riguroso de ambas opciones es requerido para seleccionar la mejor alternativa, en vista de que el sistema PTES puede tener mayores costos capitales y operativos. La combinación en serie de ambas tecnologías, sería también una opción costo-efectiva interesante. Por todo lo anterior, se puede concluir que el potencial y viabilidad de los sistemas PTES es prometedor, y se requiere concentrar esfuerzos en la investigación sobre aspectos termodinámicos, como respuesta transiente y carga parcial del sistema, y otros de tipo técnico y económico.

5.2 Recomendaciones para futuros trabajos

La optimización de los sistemas PTES integrados a centrales térmicas, requiere un estudio económico preliminar, con el objetivo de calcular y minimizar el LCOE de la tecnología. La adición de un modelo económico basado en arbitraje de energía puede ser útil para evaluar el desempeño y rentabilidad potencial del sistema. Consideraciones para la realización de este estudio se listan a continuación:

- Incluir en el modelo estimación del tamaño y costo de intercambiadores de calor, tanto del recuperador de la bomba de calor, como los integrados al sistema de almacenamiento de sales fundidas.
- Diseño del evaporador de la bomba de calor, evaluación del fluido de trabajo apropiado (p. ej. Aire, agua), costos y condiciones operativas de temperaturas y flujo.
- El análisis económico y evaluación del LCOE, requiere un análisis de desempeño anual. Para esto se requiere un modelo transiente de los tanques de almacenamiento, que incluya la pérdida de temperatura en tanques durante las etapas de llenado y vaciado; la destrucción de exergía generada por la mezcla de sales a diferentes temperaturas y el perfil de temperatura a lo largo de los tanques.
- Evaluación de la eficiencia isentrópica de las turbomáquinas con un modelo apropiado para analizar la operación off-design.
- El modelo de equipartición de entropías utilizado para establecer las temperaturas de operación de la bomba de calor en el condensador, debe ser optimizado económicamente. En el presente trabajo, la temperatura de salida del fluido de trabajo es establecida por el modelo cerca de la temperatura de entrada de las sales fundidas. Este diferencial de temperatura puede disminuirse aún más para mejorar la eficiencia exergética del intercambiador, o elevarse con el objetivo de disminuir el flujo másico de la bomba de calor y reducir el tamaño del intercambiador.

6. Bibliografía

- [1] US Energy Information Administration, “International Energy Outlook 2019,” Washington, DC, 2019.
- [2] International Renewable Energy Agency, “IRENA (2018), Global Energy Transformation: A Roadmap to 2050,” Abu Dhabi, 2018.
- [3] International Renewable Energy Agency, “IRENA (2019), Global Energy Transformation: A Roadmap to 2050,” Abu Dhabi, 2019.
- [4] IEA, “World Energy Outlook 2019,” Paris, 2019.
- [5] REN21, “Renewables 2020 Global Status Report,” Paris, 2020.
- [6] IEA, “Technology Roadmap: Energy Storage,” Paris, 2014.
- [7] “El salto de las energías renovables en Chile bate todos los récords proyectados.” <https://www.revistaei.cl/2019/11/29/el-salto-de-las-energias-renovables-en-chile-bate-todos-los-records-proyectados/#> (accessed Jul. 02, 2020).
- [8] H. Rudnick, “Los precios de nudo en el mercado eléctrico chileno,” 2018. <http://www.systep.cl/documents/SenalesEspaciales> HRudnick (accessed Mar. 31, 2020).
- [9] “Costos marginales se mantuvieron en cero durante 7 horas en el Sistema Eléctrico Nacional.” <https://www.revistaei.cl/2020/07/27/costos-marginales-de-mantuvieron-en-cero-durante-7-horas-en-el-sistema-electrico-nacional/> (accessed Dec. 24, 2020).
- [10] “Sistema eléctrico: persiste la caída de los costos marginales a cero por MWh - Electricidad.” <https://www.revistaei.cl/2020/09/14/domingo-6-de-septiembre-precios-de-la-energia-cayeron-a-uso-por-mwh-en-todo-el-sistema-electrico/> (accessed Dec. 24, 2020).
- [11] Fraunhofer ISE, “Recent Facts about Photovoltaics in Germany,” download from <https://www.pv-fakten.de>, version of November 25, 2020.
- [12] “Precios de los contratos de energía se desploman en el mundo y amenazan al sector eléctrico local.” <https://www.revistaei.cl/2020/06/01/precios-de-los-contratos-de-energia-se-desploman-en-el-mundo-y-amenazan-al-sector-electrico-local/> (accessed Dec. 27, 2020).
- [13] I. Sikora, J. A. C. Abad, and J. B. Salvagno, “Determinantes del precio Spot eléctrico en el sistema interconectado central de Chile,” *Revista de Análisis Económico*, vol. 32, no. 2, pp. 3–38, 2017, doi: 10.4067/S0718-88702017000200003.
- [14] A. Benato and A. Stoppato, “Pumped Thermal Electricity Storage: A technology overview,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 6, pp. 301–315, 2018, doi: 10.1016/j.tsep.2018.01.017.
- [15] A. Benato and A. Stoppato, “Integrated Thermal Electricity Storage System: Energetic and cost performance,” *Energy Conversion and Management*, vol. 197, p. 111833, Oct. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.111833.
- [16] A. B. Gallo, J. R. Simões-Moreira, H. K. M. Costa, M. M. Santos, and E. Moutinho

- dos Santos, “Energy storage in the energy transition context: A technology review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 65. Elsevier Ltd, pp. 800–822, Nov. 01, 2016, doi: 10.1016/j.rser.2016.07.028.
- [17] A. Smallbone, V. Jülch, R. Wardle, and A. P. Roskilly, “Levelised Cost of Storage for Pumped Heat Energy Storage in comparison with other energy storage technologies,” *Energy Conversion and Management*, vol. 152, pp. 221–228, Nov. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.09.047.
- [18] M. Mercangöz *et al.*, “Electrothermal energy storage with transcritical CO₂ cycles,” *Energy*, vol. 45, no. 1, pp. 407–415, Sep. 2012, doi: 10.1016/j.energy.2012.03.013.
- [19] T. Desrues, J. Ruer, P. Marty, and J. F. Fourmigué, “A thermal energy storage process for large scale electric applications,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 5, pp. 425–432, Apr. 2010, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2009.10.002.
- [20] University of Cambridge, “Pumped Thermal Electricity Storage.” <https://gtr.ukri.org/projects?ref=EP%2FJ006246%2F1> (accessed Jul. 02, 2020).
- [21] “Pumped Thermal Electricity Storage | Concentrating Solar Power | NREL.” <https://www.nrel.gov/csp/pumped-thermal-electricity-storage.html> (accessed Jul. 02, 2020).
- [22] “World’s first grid scale pumped heat energy storage system operational | Off Grid Energy Independence.” <https://www.offgridenergyindependence.com/articles/16221/worlds-first-grid-scale-pumped-heat-energy-storage-system-operational> (accessed Jul. 02, 2020).
- [23] P. Vinnemeier, M. Wirsum, D. Malpiece, and R. Bove, “Integration of heat pumps into thermal plants for creation of large-scale electricity storage capacities,” *Applied Energy*, vol. 184, pp. 506–522, 2016, doi: 10.1016/j.apenergy.2016.10.045.
- [24] World Energy Council, “Innovation Insights Brief 2020,” Used by permission of the World Energy Council, 2020.
- [25] “27 centrales termoeléctricas a carbón en Chile van camino a su desaparición | Guía Chile Energía.” <https://www.guiachileenergia.cl/27-centrales-termoelectricas-a-carbon-en-chile-van-camino-a-su-desaparicion/> (accessed Jul. 02, 2020).
- [26] “Generadoras de Chile - Proponen reconvertir centrales a carbón que saldrán de operación.” <http://generadoras.cl/prensa/proponen-reconvertir-centrales-a-carbon-que-saldran-de-operacion> (accessed Jul. 02, 2020).
- [27] “Generadoras de Chile - Valhalla comienza a ver la luz tras recibir US\$ 60 millones de la ONU.” <http://generadoras.cl/prensa/valhalla-comienza-a-ver-la-luz-tras-recibir-usdollar-60-millones-de-la-onu> (accessed Jul. 02, 2020).
- [28] P. Lalanne and P. Byrne, “Large-Scale Pumped Thermal Electricity Storages—Converting Energy Using Shallow Lined Rock Caverns, Carbon Dioxide and Underground Pumped-Hydro,” *Applied Sciences*, vol. 9, no. 19, p. 4150, Oct. 2019, doi: 10.3390/app9194150.
- [29] G. F. Frate, L. Ferrari, and U. Desideri, “Rankine Carnot Batteries with the Integration of Thermal Energy Sources: A Review,” *Energies*, vol. 13, no. 18, p. 4766, Sep. 2020, doi: 10.3390/en13184766.
- [30] A. Hiesl, A. Ajanovic, and R. Haas, “On current and future economics of electricity

- storage,” *Greenhouse Gases: Science and Technology*, vol. 1192, pp. 1176–1192, 2020, doi: 10.1002/ghg.2030.
- [31] R. B. Laughlin, “Pumped thermal grid storage with heat exchange,” *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 9, no. 4, p. 044103, Jul. 2017, doi: 10.1063/1.4994054.
- [32] D. Scharrer *et al.*, “Life cycle assessment of a reversible heat pump - Organic rankine cycle - Heat storage system with geothermal heat supply,” *Energies*, vol. 13, no. 12, pp. 1–18, 2020, doi: 10.3390/en13123253.
- [33] T. R. Davenne and B. M. Peters, “An Analysis of Pumped Thermal Energy Storage With De-coupled Thermal Stores,” *Frontiers in Energy Research*, vol. 8, p. 160, Aug. 2020, doi: 10.3389/fenrg.2020.00160.
- [34] G. F. Frate, L. Ferrari, and U. Desideri, “Critical review and economic feasibility analysis of electric energy storage technologies suited for grid scale applications,” *E3S Web of Conferences*, vol. 137, p. 01037, Dec. 2019, doi: 10.1051/e3sconf/201913701037.
- [35] B. Lunz, P. Stöcker, R. Pitz-Paal, and D. U. Sauer, “Evaluating the value of concentrated solar power in electricity systems with fluctuating energy sources,” in *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1734, p. 160010, doi: 10.1063/1.4949251.
- [36] Acatech, Lepoldina, and Akademienunion, *Flexibility concepts for the German power supply 2050. Ensuring stability in the age of renewable energies (Series on Science-Based Policy Advice)*. 2016.
- [37] M. Welisch, “The market environment for CSP projects in Europe (D6.1),” Market Uptake of Solar Thermal Electricity through Cooperation (MUSTEC), 2019.
- [38] “CSP to be Essential by 2050 ...for Germany? - SolarPACES.” <https://www.solarpaces.org/csp-essential-by-2050-for-germany/> (accessed Dec. 26, 2020).
- [39] M. Beaudin, H. Zareipour, A. Schellenbergglabe, and W. Rosehart, “Energy storage for mitigating the variability of renewable electricity sources: An updated review,” *Energy for Sustainable Development*, vol. 14, no. 4, pp. 302–314, 2010, doi: 10.1016/j.esd.2010.09.007.
- [40] W. D. Steinmann, “Thermo-mechanical concepts for bulk energy storage,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 75. Elsevier Ltd, pp. 205–219, Aug. 01, 2017, doi: 10.1016/j.rser.2016.10.065.
- [41] A. J. White, “Loss analysis of thermal reservoirs for electrical energy storage schemes,” *Applied Energy*, vol. 88, no. 11, pp. 4150–4159, 2011, doi: 10.1016/j.apenergy.2011.04.030.
- [42] A. White, G. Parks, and C. N. Markides, “Thermodynamic analysis of pumped thermal electricity storage,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 53, no. 2, pp. 291–298, May 2013, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.03.030.
- [43] J. Howes, “Concept and development of a pumped heat electricity storage device,” *Proceedings of the IEEE*, vol. 100, no. 2, pp. 493–503, 2012, doi: 10.1109/JPROC.2011.2174529.
- [44] A. Thess, “Thermodynamic efficiency of pumped heat electricity storage,” *Physical*

Review Letters, vol. 111, no. 11, p. 110602, Sep. 2013, doi: 10.1103/PhysRevLett.111.110602.

- [45] J. D. McTigue, A. J. White, and C. N. Markides, “Parametric studies and optimisation of pumped thermal electricity storage,” *Applied Energy*, vol. 137, pp. 800–811, 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.08.039.
- [46] F. Ni and H. S. Caram, “Analysis of pumped heat electricity storage process using exponential matrix solutions,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 84, pp. 34–44, Jun. 2015, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.02.046.
- [47] J. Guo, L. Cai, J. Chen, and Y. Zhou, “Performance evaluation and parametric choice criteria of a Brayton pumped thermal electricity storage system,” *Energy*, vol. 113, pp. 693–701, Oct. 2016, doi: 10.1016/j.energy.2016.07.080.
- [48] A. Benato, “Performance and cost evaluation of an innovative Pumped Thermal Electricity Storage power system,” *Energy*, vol. 138, pp. 419–436, 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.07.066.
- [49] A. Benato and A. Stoppato, “Heat transfer fluid and material selection for an innovative Pumped Thermal Electricity Storage system,” *Energy*, vol. 147, pp. 155–168, Mar. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.01.045.
- [50] L. X. Chen, P. Hu, P. P. Zhao, M. N. Xie, and F. X. Wang, “Thermodynamic analysis of a High Temperature Pumped Thermal Electricity Storage (HT-PTES) integrated with a parallel organic Rankine cycle (ORC),” *Energy Conversion and Management*, vol. 177, pp. 150–160, Dec. 2018, doi: 10.1016/j.enconman.2018.09.049.
- [51] L. Wang, X. Lin, L. Chai, L. Peng, D. Yu, and H. Chen, “Cyclic transient behavior of the Joule–Brayton based pumped heat electricity storage: Modeling and analysis,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, pp. 523–534, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.rser.2019.03.056.
- [52] L. Wang *et al.*, “Unbalanced mass flow rate of packed bed thermal energy storage and its influence on the Joule-Brayton based Pumped Thermal Electricity Storage,” *Energy Conversion and Management*, vol. 185, pp. 593–602, Apr. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2019.02.022.
- [53] M. Morandin, M. Mercangöz, J. Hemrle, F. Maréchal, and D. Favrat, “Thermoeconomic design optimization of a thermo-electric energy storage system based on transcritical CO₂ cycles,” *Energy*, vol. 58, pp. 571–587, Sep. 2013, doi: 10.1016/j.energy.2013.05.038.
- [54] Y. J. Baik, J. Heo, J. Koo, and M. Kim, “The effect of storage temperature on the performance of a thermo-electric energy storage using a transcritical CO₂ cycle,” *Energy*, vol. 75, pp. 204–215, Oct. 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.07.048.
- [55] F. Ayachi, N. Tauveron, T. Tartière, S. Colasson, and D. Nguyen, “Thermo-Electric Energy Storage involving CO₂ transcritical cycles and ground heat storage,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 108, pp. 1418–1428, Sep. 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2016.07.063.
- [56] N. Tauveron, E. Macchi, D. Nguyen, and T. Tartière, “Experimental Study of Supercritical CO₂ Heat Transfer in a Thermo-Electric Energy Storage Based on Rankine and Heat-Pump Cycles,” in *Energy Procedia*, 2017, vol. 129, pp. 939–946,

doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.121.

- [57] G. B. Wang and X. R. Zhang, “Thermodynamic analysis of a novel pumped thermal energy storage system utilizing ambient thermal energy and LNG cold energy,” *Energy Conversion and Management*, vol. 148, pp. 1248–1264, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.06.044.
- [58] G. F. Frate, M. Antonelli, and U. Desideri, “A novel Pumped Thermal Electricity Storage (PTES) system with thermal integration,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 121, pp. 1051–1058, Jul. 2017, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2017.04.127.
- [59] D. Roskosch and B. Atakan, “Pumped heat electricity storage: Potential analysis and orc requirements,” in *Energy Procedia*, 2017, vol. 129, pp. 1026–1033, doi: 10.1016/j.egypro.2017.09.235.
- [60] S. Staub *et al.*, “Reversible heat pump-organic rankine cycle systems for the storage of renewable electricity,” *Energies*, vol. 11, no. 6, Jun. 2018, doi: 10.3390/en11061352.
- [61] R. Fernández, R. Chacartegui, A. Becerra, B. Calderon, and M. Carvalho, “Transcritical Carbon Dioxide Charge-Discharge Energy Storage with Integration of Solar Energy,” *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, May 2019, doi: 10.13044/j.sdewes.d6.0235.
- [62] D. Roskosch, V. Venzik, and B. Atakan, “Potential analysis of pumped heat electricity storages regarding thermodynamic efficiency,” *Renewable Energy*, vol. 147, pp. 2865–2873, Mar. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2018.09.023.
- [63] R. B. Peterson, “A concept for storing utility-scale electrical energy in the form of latent heat,” *Energy*, vol. 36, no. 10, pp. 6098–6109, Oct. 2011, doi: 10.1016/j.energy.2011.08.003.
- [64] W. D. Steinmann, “The CHEST (Compressed Heat Energy STORAGE) concept for facility scale thermo mechanical energy storage,” *Energy*, vol. 69, pp. 543–552, May 2014, doi: 10.1016/j.energy.2014.03.049.
- [65] P. Vinnemeier, M. Wirsum, D. Malpiece, and R. Bove, “Integration of Pumped-Heat-Electricity-Storage into Water / Steam Cycles of Thermal Power Plants,” *The 5th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium*, vol. 49, 2016.
- [66] V. Aga, E. Conte, B. Burcker, M. Ramond, and R. Carroni, “Supercritical CO₂ based heat pump cycle for electrical energy storage for utility scale dispatchable renewable energy power plants GE Renewable Energy,” *The 5th International Supercritical CO₂ Power Cycles Symposium*, p. 94, 2016.
- [67] A. Robinson, “Ultra-high temperature thermal energy storage. part 1: concepts,” *Journal of Energy Storage*, vol. 13, pp. 277–286, Oct. 2017, doi: 10.1016/j.est.2017.07.020.
- [68] J. Mctigue, P. Farres-Antunez, K. Ellingwood, T. Neises, and A. White, “Pumped Thermal Electricity Storage with Supercritical CO₂ Cycles and Solar Heat Input Preprint,” 2019.
- [69] W. D. Steinmann, D. Bauer, H. Jockenhöfer, and M. Johnson, “Pumped thermal energy storage (PTES) as smart sector-coupling technology for heat and electricity,” *Energy*, vol. 183, pp. 185–190, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.06.058.

- [70] G. F. Frate, L. Ferrari, and U. Desideri, "Multi-criteria investigation of a pumped thermal electricity storage (PTES) system with thermal integration and sensible heat storage," *Energy Conversion and Management*, vol. 208, p. 112530, Mar. 2020, doi: 10.1016/j.enconman.2020.112530.
- [71] B. D. Iverson, T. M. Conboy, J. J. Pasch, and A. M. Kruiuzenga, "Supercritical CO₂ Brayton cycles for solar-thermal energy," *Applied Energy*, vol. 111, pp. 957–970, Nov. 2013, doi: 10.1016/j.apenergy.2013.06.020.
- [72] T. Neises and C. Turchi, "A comparison of supercritical carbon dioxide power cycle configurations with an emphasis on CSP applications," 2014, doi: 10.1016/j.egypro.2014.03.128.
- [73] F. J. Sorbet, M. Hermoso De Mendoza, and J. García-Barberena, "Performance evaluation of CSP power tower plants schemes using supercritical carbon dioxide Brayton power block," vol. 2126, p. 30056, 2019, doi: 10.1063/1.5117568.
- [74] M. A. Rosen, "Energy- and exergy-based comparison of coal-fired and nuclear steam power plants," *Exergy, An International Journal*, vol. 1, no. 3, pp. 180–192, 2001, doi: 10.1016/s1164-0235(01)00024-3.
- [75] S. A. Klein, "EES - Engineering Equation Solver." F Chart Software, 2020.
- [76] T. K. Ray, R. Ganguly, and A. Gupta, "Exergy analysis for performance optimization of a steam turbine cycle," *IEEE PES PowerAfrica 2007 Conference and Exposition, PowerAfrica*, no. July, pp. 16–20, 2007, doi: 10.1109/PESAfr.2007.4498116.
- [77] "Feedwater Heater Health." <https://www.fossilconsulting.com/2019/01/02/determining-health-of-feedwater-heaters/> (accessed Jan. 23, 2020).
- [78] "Improve Plant Heat Rate with Feedwater Heater Control." <https://www.powermag.com/improve-plant-heat-rate-with-feedwater-heater-control/?pagenum=3> (accessed Jan. 23, 2020).
- [79] J. Coventry and J. D. Pye, "Coupling supercritical and superheated Direct Steam Generation with Thermal Energy Storage," in *SolarPACES 2009*, 2009, pp. 15–18.
- [80] J. E. Pacheco, T. Wolf, and N. Muley, "Incorporating Supercritical Steam Turbines into Advanced Molten-Salt Power Tower Plants: Feasibility and Performance," Sandia National Laboratories Report SAND2013-1960, Sandia National Laboratories, Albuquerque, 2013.
- [81] R. Moore, M. Vernon, C. K. Ho, N. P. Siegel, and G. J. Kolb, "Design Considerations for Concentrating Solar Power Tower Systems Employing Molten Salt," Sandia National Laboratories Report SAND2010-6978, Sandia National Laboratories, Albuquerque, 2010.
- [82] P. Garg, P. Kumar, and K. Srinivasan, "Supercritical carbon dioxide Brayton cycle for concentrated solar power," *Journal of Supercritical Fluids*, 2013, doi: 10.1016/j.supflu.2013.01.010.
- [83] C. S. Turchi, Z. Ma, T. W. Neises, and M. J. Wagner, "Thermodynamic Study of Advanced Supercritical Carbon Dioxide Power Cycles for Concentrating Solar Power Systems," *Journal of Solar Energy Engineering*, vol. 135, no. 4, Nov. 2013, doi: 10.1115/1.4024030.

- [84] C. S. Turchi, J. Vidal, and M. Bauer, “Molten salt power towers operating at 600–650 °C: Salt selection and cost benefits,” *Solar Energy*, 2018, doi: 10.1016/j.solener.2018.01.063.
- [85] K. Wang and Y. L. He, “Thermodynamic analysis and optimization of a molten salt solar power tower integrated with a recompression supercritical CO₂ Brayton cycle based on integrated modeling,” *Energy Conversion and Management*, 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2016.12.085.
- [86] K. Wang, Y. L. He, and H. H. Zhu, “Integration between supercritical CO₂ Brayton cycles and molten salt solar power towers: A review and a comprehensive comparison of different cycle layouts,” *Applied Energy*, 2017, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.03.099.
- [87] R. V. Padilla, Y. C. Soo Too, R. Benito, and W. Stein, “Exergetic analysis of supercritical CO₂ Brayton cycles integrated with solar central receivers,” *Applied Energy*, 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.03.090.
- [88] W. Seidel, “Model Development and Annual Simulation of the Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle for Concentrating Solar Power Applications,” University of Wisconsin-Madison, 2010.
- [89] G. Nellis and S. Klein, *Heat Transfer*. Cambridge: Cambridge University Press, 2008.
- [90] “SolarReserve Receives Environmental Approval For 260 Megawatt Concentrated Solar Power Plant in Chile – HELIOSCSP.” <http://helioscsp.com/solarreserve-receives-environmental-approval-for-260-megawatt-concentrated-solar-power-plant-in-chile/> (accessed Jun. 04, 2020).
- [91] M. Mehos *et al.*, “Concentrating Solar Power Gen3 Demonstration Roadmap,” *Nrel/Tp-5500-67464*, no. January, pp. 1–140, 2017, doi: 10.2172/1338899.
- [92] L. F. Cabeza *et al.*, “Lithium in thermal energy storage: A state-of-the-art review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 42. Elsevier Ltd, pp. 1106–1112, Feb. 01, 2015, doi: 10.1016/j.rser.2014.10.096.
- [93] M. Montané, G. Cáceres, M. Villena, and R. O’Ryan, “Techno-Economic Forecasts of Lithium Nitrates for Thermal Storage Systems,” *Sustainability*, vol. 9, no. 5, p. 810, May 2017, doi: 10.3390/su9050810.
- [94] R. G. Reddy, “Novel Molten Salts Thermal Energy Storage for Concentrating Solar Power Generation,” Golden, CO (United States), Oct. 2013. doi: 10.2172/1111584.
- [95] C. Odenthal, F. Klasing, and T. Bauer, “Comparison of Sizing Calculations Based on Exergy and Electric Power Production for Molten Salt Thermal Energy Storage Systems,” 2017.
- [96] F. Zaversky, J. García-Barberena, M. Sánchez, and D. Astrain, “Transient molten salt two-tank thermal storage modeling for CSP performance simulations,” *Solar Energy*, vol. 93, pp. 294–311, Jul. 2013, doi: 10.1016/j.solener.2013.02.034.
- [97] A. Rovira, M. J. Montes, M. Valdes, J. M. Martínez-Val, and F. Varela, “On the improvement of annual performance of solar thermal power plants through exergy management,” *International Journal of Energy Research*, vol. 38, no. 5, pp. 658–673, Apr. 2014, doi: 10.1002/er.3075.

- [98] S. Hameer and J. L. Van Niekerk, “Thermodynamic Modelling of Molten Salt Thermal Energy Storage System,” *International Journal of Scientific Research and Innovative Technology*, vol. 2, no. 10, pp. 83–96, 2015.
- [99] J. Gómez-Hernández, P. A. González-Gómez, J. V. Briongos, and D. Santana, “Influence of the steam generator on the exergetic and exergoeconomic analysis of solar tower plants,” *Energy*, vol. 145, pp. 313–328, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2017.12.129.
- [100] P. A. González-Gómez, J. Gómez-Hernández, J. V. Briongos, and D. Santana, “Thermo-economic optimization of molten salt steam generators,” *Energy Conversion and Management*, vol. 146, pp. 228–243, Aug. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.05.027.
- [101] W. Wang, W. Du, R. Zhai, and M. Zhao, “Performance Analysis of Tower Solar Thermal Power System,” Sep. 2015, doi: 10.2991/ifeesm-15.2015.151.
- [102] J. Sarkar, “Generalized pinch point design method of subcritical-supercritical organic Rankine cycle for maximum heat recovery,” *Energy*, vol. 143, pp. 141–150, Jan. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2017.10.057.
- [103] D. Tondeur and E. Kvaalen, “Equipartition of entropy production. An optimality criterion for transfer and separation processes,” *Industrial & Engineering Chemistry Research*, vol. 26, no. 1, pp. 50–56, Jan. 1987, doi: 10.1021/ie00061a010.
- [104] E. Johannessen and A. Røsjorde, “Equipartition of entropy production as an approximation to the state of minimum entropy production in diabatic distillation,” *Energy*, vol. 32, no. 4, pp. 467–473, Apr. 2007, doi: 10.1016/j.energy.2006.06.009.
- [105] A. Peyvan and A. H. Benisi, “Axial-flow compressor performance prediction in design and off-design conditions through 1-D and 3-D modeling and experimental study,” *Journal of Applied Fluid Mechanics*, vol. 9, no. 5, pp. 2149–2160, 2016, doi: 10.18869/acadpub.jafm.68.236.25222.
- [106] B. Yang *et al.*, “Applicability of empirical models of isentropic efficiency and mass flow rate of dynamic compressors to jet engines,” *Progress in Aerospace Sciences*, vol. 106. Elsevier Ltd, pp. 32–42, Apr. 01, 2019, doi: 10.1016/j.paerosci.2019.01.007.
- [107] U. Igie, M. Abbondanza, A. Szymański, and T. Nikolaidis, “Impact of compressed air energy storage demands on gas turbine performance,” *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, p. 095765092090627, Feb. 2020, doi: 10.1177/0957650920906273.
- [108] S. Macadam, W. W. Follett, M. Kutin, and G. Subbaraman, “SUPERCRITICAL CO₂ POWER CYCLE PROJECTS AT GTI,” 2019, doi: 10.17185/dupublico/48911.
- [109] J. Marion, M. Kutin, A. McClung, J. Mortzheim, and R. Ames, “The step 10 MWe SCO₂ pilot plant demonstration,” in *Proceedings of the ASME Turbo Expo*, Nov. 2019, vol. 9, doi: 10.1115/GT2019-91917.
- [110] X. Luo and J. Wang, “Overview of current development on compressed air energy storage,” EERA Technical Report, Coventry, UK, 2013.
- [111] Q. Yu, Q. Wang, X. Tan, G. Fang, and J. Meng, “A review of compressed-air energy storage,” *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, vol. 11, no. 4, 2019.