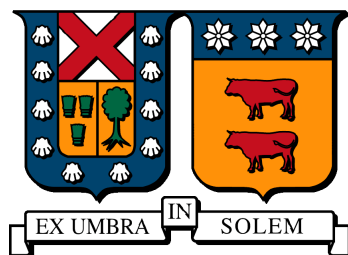


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



**HERRAMIENTA PARAMÉTRICA PARA EL
ANÁLISIS Y LA OPTIMIZACIÓN DEL
CICLO RANKINE EN PLANTA CSP:
IMPACTO DE PRECALENTADORES Y
DESGASIFICADOR EN EL DESEMPEÑO.**

CRISTIAN ALEJANDRO TORO ÁLVAREZ

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA : Dr. MAURICIO OSSES ALVARADO
PROFESOR CORREFERENTE : Mg. LEONARDO VARAS GALLEGOS

Marzo 2026



CONSTANCIA DE VALIDACIÓN Y CONFIDENCIALIDAD DE MONOGRAFÍA A REPOSITORIO ACADÉMICO

1.- IDENTIFICACIÓN DEL TRABAJO ACADÉMICO

Tipo de monografía (marcar una opción): ☒ Memoria o trabajo de título ☐ Tesis de Postgrado

Título del trabajo: HERRAMIENTA PARAMÉTRICA PARA EL ANÁLISIS Y LA OPTIMIZACIÓN DEL CICLO RANKINE EN PLANTA CSP: IMPACTO DE PRECALENTADORES Y DESGASIFICADOR EN EL DESEMPEÑO

Nombre del candidato(a): CRISTIAN ALEJANDRO TORO ÁLVAREZ

Carrera / Grado: INGENIERO CIVIL MECÁNICO

Campus: SAN JOAQUÍN **Departamento:** DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA USM

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Mauricio Osses Alvarado, en mi calidad de profesor(a) guía/director(a) del trabajo académico mencionado anteriormente **DEJO CONSTANCIA** que:

- He revisado esta versión del documento y corresponde a la versión final aprobada del trabajo.
- El trabajo cumple con los requisitos académicos y de formato establecidos por la institución.

3.- EVALUACIÓN DE CONFIDENCIALIDAD POR PROPIEDAD INDUSTRIAL (marcar una opción)

☒ El trabajo **NO contiene** información que amerite confidencialidad y puede ser publicado de inmediato en repositorio con acceso abierto.

☐ El trabajo **CONTIENE** información con potenciales implicancias de propiedad industrial o intelectual y requiere un periodo de confidencialidad (**embargo**) por (**marcar una opción**):

☐ 6 meses ☐ 12 meses ☐ 2 años ☐ 3 años ☐ 5 años ☐ 10 años

Fundamentación de la necesidad de confidencialidad (obligatorio si se solicita embargo):

4.- FIRMAS

Profesor(a) guía o director(a) de memoria o tesis:

Fecha: 18 de marzo 2026 **Firma:**

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 29 de marzo de 2026 **Firma:**

Este formulario debe ser insertado como página 2 de la memoria o tesis, completado y firmado por estudiante y profesor(a) antes de la entrega en portal PRISMA de Biblioteca USM.

Agradecimientos

En primer lugar, quisiera agradecer al cuerpo de académicos que formó mi paso por la Universidad Técnica Federico Santa María, especialmente a mis profesores guía Dr. Mauricio Osses Alvarado y correferente Mg. Leonardo Varas Gallegos, por haber confiado en mí, por haberme recibido y guiado en este proceso. La expertiz y rigurosidad de ambos fueron fundamentales para darle forma a este trabajo y para ayudarme a superar los desafíos técnicos que se presentaron.

A la empresa Operador Atacama, conformada por la coalición de grupo Cox y Acciona, encargada de la operación y mantenimiento de la planta termosolar CSP Cerro Dominador. Gracias por creer en mí para el desarrollo de esta memoria de título y gracias al personal técnico de planta que por su disposición para brindar la información necesaria.

A mi familia. Gracias mamá por levantarme cuando estaba bajo, gracias papá por enseñarme a que cada día es una nueva batalla a la que se debe hacer frente, gracias hermana por inspirarme fuerza y valentía siempre, gracias tío por siempre estar presente y enseñarme lo que es ser un profesional, gracias a mis angelitos por siempre acompañarme y guiarme. Ustedes son mi motor y base, gracias por creer en mi y darme las herramientas necesarias para cumplir esta meta profesional.

Gracias Almendra Villarreal, has estado a mi lado desde cuando el camino no estaba claro y no sabía qué rumbo darle a mi vida. Fue en una conversación contigo donde esta profesión apareció como una opción real y desafiante. Gracias por ayudarme a ver lo que yo no veía, gracias por ser mi certeza y mi refugio, especialmente en esos días en que la duda me ganaba y ni yo mismo confiaba en mis capacidades.

Finalmente, gracias equipo Meché. Amigos, son el mayor tesoro de este paso universitario, gracias por las largas jornadas de estudios y siempre risas.

Abstract

Las plantas termosolares de torre con sales fundidas ofrecen generación renovable gestionable, su desempeño real depende en gran medida del tren de precalentadores cerrados y del desgasificador del ciclo agua - vapor, y en la planta de estudio no existía un modelo validado que permitiera relacionar decisiones operativas y de mantenimiento en este tren con su impacto en eficiencia y costos. Esta memoria de título aborda ese vacío mediante el desarrollo de un modelo termodinámico del ciclo y su aplicación al análisis termo-económico del sistema de calentamiento de agua de alimentación.

En primer lugar, se revisó el estado del arte relativo a la operación de plantas CSP de torre, el ciclo Rankine asociado, el rol del tren de calentamiento y los principales modelos de ensuciamiento usados en la práctica. Luego se desarrolló y calibró un modelo termo-hidráulico detallado del ciclo agua-vapor, capaz de reproducir el comportamiento de los precalentadores y del desgasificador bajo condiciones limpias de diseño.

Sobre esta base se estudió la sensibilidad del tren de calentamiento frente a variables operativas críticas. Se analizaron variaciones sistemáticas del nivel de condensado en los precalentadores y de la presión en el desgasificador, evaluando su efecto sobre indicadores como la eficiencia térmica, la potencia neta y las diferencias características de temperatura (TTD y DCA). Los resultados muestran que niveles altos e inundación en equipos de alta presión, junto con desviaciones de la presión óptima del desgasificador, pueden producir pérdidas apreciables de eficiencia y llevar a la saturación de los sistemas de control.

Finalmente, se incorporó un modelo de fouling asintótico tipo Kern-Seaton aplicado a los precalentadores y se combinó con un modelo económico construido a partir de escenarios de precio representativos para derivar una política de limpieza. Se evaluó

primero el caso correcto, considerando una detención explícita por limpieza de 14 días, observándose que el mínimo económico se desplaza hacia intervalos superiores a los horizontes de 10 y 15 años analizados. Por ello, se definió un caso base sin detención explícita, con horizonte 10 años, para obtener una periodicidad interna comparable y estudiar sensibilidad frente a escenarios de precio. En el caso base, la optimización entregó un intervalo de limpieza de $d_{opt} = 1,194$ días, con una reducción del costo promedio diario desde 234,32 USD/día (sin limpieza) a 200,35 USD/día (con limpieza óptima), equivalente a un beneficio neto de 33,97 USD/día. Al incorporar escenarios de mercado definidos por percentiles, se observó que d_{opt} se desplaza entre 802 días en el escenario seco extremo 2 (P98.4) y 1.532 días en el escenario húmedo (P20), evidenciando la dependencia de la política respecto del contexto económico. Adicionalmente, la sensibilidad al costo directo de intervención identificó un umbral práctico, si el costo de limpieza supera 169.449 USD, bajo las condiciones del caso base la alternativa económicamente preferible pasa a ser no limpiar.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Objetivos	2
1.1.1. Objetivo general	2
1.1.2. Objetivos específicos	3
2. Estado del arte	5
2.1. Tecnología de concentración solar de potencia CSP	5
2.1.1. Hitos de la tecnología CSP	5
2.1.2. Tecnologías CSP en la actualidad	7
2.1.3. Situación de la CSP en América Latina	13
2.2. Ciclo Rankine en planta CSP	14
2.2.1. Rol de precalentadores y degasificador en ciclo Rankine	16
2.3. Revisión de literatura: Modelos de ciclo Rankine en CSP	26
2.3.1. Modelos de predicción para turbinas en condiciones fuera de diseño	29
2.3.2. Metodologías de cálculo térmico en intercambiadores de calor	31
2.3.3. Modelos termo-hidráulicos de precalentadores en la literatura	33
2.4. Variables críticas y anomalías operativas en el tren de calentamiento	36
2.4.1. El nivel de condensado en precalentadores cerrados	36
2.5. Ensuciamiento (Fouling) en el tren de calentamiento del ciclo Rankine	37
2.5.1. Mecanismos de ensuciamiento	38
2.5.2. Evolución histórica de los modelos de ensuciamiento	39
2.5.3. Distribución zonal del ensuciamiento en precalentadores cerrados	40
2.5.4. Particularidades del ensuciamiento bajo régimen variable	41
2.5.5. Impacto en el rendimiento térmico	42
2.6. Políticas de limpieza en el tren de calentamiento	42

2.6.1.	Importancia de la limpieza en el tren de calentamiento	43
2.7.	Síntesis y brechas del estado del arte	44
3.	Modelo termodinámico de ciclo Rankine en planta CSP	46
3.1.	Metodología de modelado	47
3.1.1.	Herramienta de simulación y propiedades de los fluidos	47
3.1.2.	Arquitectura del modelo y supuestos generales	48
3.2.	Modelos independientes de componentes	50
3.2.1.	Turbomaquinaria	51
3.2.2.	Sistema de rechazo de calor: Aerocondensador	53
3.2.3.	Sistema Generador de Vapor (GDV)	54
3.2.4.	Modelo térmico del desgasificador	62
3.2.5.	Precalentadores de agua alimentación cerrados	64
3.2.6.	Líneas de transporte y pérdidas distribuidas	69
3.2.7.	Tratamiento de corrientes auxiliares y correlaciones empíricas	74
3.2.8.	Estrategia de resolución e implementación numérica	75
3.3.	Definición del caso de estudio y parametrización	78
3.3.1.	Descripción de la planta y manejo de confidencialidad	78
3.3.2.	Variables de entrada y condiciones de contorno	79
3.4.	Alcance y limitaciones del modelo	80
3.5.	Resultados	82
3.5.1.	Desempeño global del ciclo	82
3.5.2.	Estadísticos de desviación en variables de estado	83
3.5.3.	Representación gráfica del ciclo	83
3.6.	Análisis y discusiones	84
3.6.1.	Fidelidad del modelo termodinámico del ciclo en condición de diseño	84
3.6.2.	Impacto de la configuración operativa en cargas parciales	85
3.6.3.	Evaluación del modelo hidráulico y perfil de presiones	86
3.6.4.	Implicancias para los objetivos del estudio	86
3.6.5.	Trabajos futuros	87
4.	Análisis del tren de calentamiento y variables críticas de operación	89
4.1.	Metodología	90
4.1.1.	Integración con el modelo base	90

4.1.2.	Modelo local de nivel en un precalentador sin drainback	91
4.1.3.	Modelo local de precalentadores con drainback	94
4.1.4.	Acoplamiento del modelo de nivel con el ciclo global	96
4.1.5.	Modelo del desgasificador	98
4.1.6.	Estrategia de simulación y análisis de sensibilidad	101
4.2.	Alcances y limitaciones	102
4.3.	Resultados	104
4.4.	Análisis y discusiones	109
4.4.1.	Sensibilidad global del ciclo frente al nivel en los precalentadores	110
4.4.2.	Diferencias entre precalentadores con y sin drainback	111
4.4.3.	Esfuerzo del sistema de control y límites de saturación	112
4.4.4.	Presión del desgasificador y compromiso térmico del ciclo	113
4.4.5.	Implicancias para la operación y para los objetivos del estudio	114
5.	Evaluación del ensuciamiento y diseño de una política de limpieza	116
5.1.	Metodología	117
5.1.1.	Modelo de ensuciamiento en precalentadores	117
5.1.2.	Cálculo de pérdidas energéticas	119
5.1.3.	Valorización económica con año tipo	121
5.1.4.	Optimización del día de limpieza	123
5.2.	Alcance y limitaciones	126
5.3.	Resultados	129
5.3.1.	Resultados principales de la optimización	129
5.3.2.	Resultados de sensibilidad	132
5.4.	Análisis y discusión	136
5.4.1.	Lectura física y económica del ensuciamiento	136
5.4.2.	Caso con detención	138
5.4.3.	Caso sin detención	139
5.4.4.	Sensibilidad al escenario de mercado	140
5.4.5.	Sensibilidad al costo de limpieza	141
5.4.6.	Sensibilidad a la velocidad de ensuciamiento (τ)	142
5.4.7.	Limitaciones prácticas y cómo usar la política en planta	143
6.	Conclusiones	145

A. Resultados capítulo 4	153
A.1. Influencia del nivel en precalentador <i>AP</i> #1	153
A.1.1. Influencia del nivel en indicadores característicos: Modelo local	153
A.1.2. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo sin variaciones en flujo másico de extracción de turbina	154
A.1.3. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño)	155
A.1.4. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable	156
A.2. Influencia del nivel en precalentador <i>AP</i> #2	157
A.2.1. Influencia del nivel en indicadores característicos: Modelo local	157
A.2.2. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo sin variaciones en flujo másico de extracción de turbina	158
A.2.3. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño)	159
A.2.4. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable	160
A.3. Influencia del nivel en precalentador <i>BP</i> #3	161
A.3.1. Influencia del nivel en indicadores característicos: Modelo local	161
A.3.2. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo sin variaciones en flujo másico de extracción de turbina	162
A.3.3. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño)	163
A.3.4. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable	164
A.4. Influencia del nivel en precalentador <i>BP</i> #4	165

A.4.1.	Influencia del nivel en indicadores característicos: Modelo local	165
A.4.2.	Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo sin variaciones en flujo másico de extracción de turbina	166
A.4.3.	Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño)	167
A.4.4.	Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable	168
A.5.	Influencia del nivel en precalentador $BP\#5$	169
A.5.1.	Influencia del nivel en indicadores característicos: Modelo local	169
A.5.2.	Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo sin variaciones en flujo másico de extracción de turbina	170
A.5.3.	Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño)	171
A.5.4.	Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable	172
A.6.	Influencia de presión en desgasificador	173
A.6.1.	Respuesta del sistema frente a variaciones de presión del desgasificador.	173
A.6.2.	Trade-off entre W_{net} y Q_{in}	174
B.	Resultados capítulo 5	175
B.1.	Figuras complementarias de tres paneles	175

Índice de figuras

2.1. Tecnologías CSP actuales, reordenadas de [22].	9
2.2. Información característica resumida de tecnologías CSP actuales. Extraída y traducida de [22].	9
2.3. Capacidad instalada según tipo de tecnología CSP [40].	10
2.4. Distribución geográfica de tecnología CSP en 2024 [23].	11
2.5. Desgasificador de tipo bandejas y sus partes [45].	19
2.6. Desgasificador de tipo spray y sus partes [45].	20
2.7. Clasificación de intercambiadores de calor según norma TEMA [7].	23
2.8. Zonificación de calentador cerrado. Extraída y traducida de [37].	25
2.9. Correlación experimental entre el nivel de líquido y el DCA [19].	38
3.1. Diagrama Temperatura-Entropía (T-s) comparativo: Líneas roja y azul (Modelo) y líneas verdes (Referencia) a 100 % de carga.	84
3.2. Diagrama Temperatura-Entropía (T-s) comparativo: Líneas roja y azul (Modelo) y líneas verdes (Referencia) a 75 % de carga.	85
4.1. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>AP</i> #1 y el ciclo.	105
4.2. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>AP</i> #2 y el ciclo.	106
4.3. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>BP</i> #3 y el ciclo.	106
4.4. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>BP</i> #4 y el ciclo.	107
4.5. Efectos en indicadores característicos de <i>AP</i> #1. Modelo local.	107
4.6. Efectos en indicadores característicos de <i>AP</i> #2. Modelo local.	108
4.7. Efectos en indicadores característicos de <i>BP</i> #4. Modelo local.	108

4.8.	Efectos de la variación de presión en desgasificador y el ciclo.	109
5.1.	Costo promedio diario del ciclo en función de los días entre limpiezas, caso con detención por intervención, horizonte de 10 años.	130
5.2.	Costo promedio diario del ciclo en función de los días entre limpiezas, caso con detención por intervención, horizonte de 15 años.	131
5.3.	Costo promedio diario del ciclo en función de los días entre limpiezas, caso sin detención explícita, horizonte de 10 años.	132
5.4.	Sensibilidad del día óptimo de limpieza frente a escenarios de mercado basados en percentiles del precio, curvas de optimización.	133
5.5.	Sensibilidad del día óptimo de limpieza frente a escenarios de mercado basados en percentiles del precio.	133
5.6.	Comparación del costo promedio diario sin limpieza y con limpieza óptima, junto con el ahorro neto por escenario.	134
5.7.	Costo mínimo alcanzable al variar el costo directo de limpieza, caso sin detención explícita.	135
5.8.	Evolución diaria con ensuciamiento para horizonte de 10 años sin detención explícita. Potencia neta diaria (panel superior), costo acumulado por ineficiencia (panel medio) y costo promedio del ciclo en función de los días entre limpiezas, con acercamiento y el óptimo destacado (panel inferior).	137
A.1.	Efectos en indicadores característicos de $AP\#1$. Modelo local.	153
A.2.	Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $AP\#1$ y el ciclo, sin considerar variaciones en flujo másico de extracción de turbina	154
A.3.	Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $AP\#1$ y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño).	155
A.4.	Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $AP\#1$ y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable.	156
A.5.	Efectos en indicadores característicos de $AP\#2$. Modelo local.	157

A.6. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>AP</i> #2 y el ciclo, sin considerar variaciones en flujo másico de extracción de turbina	158
A.7. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>AP</i> #2 y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño).	159
A.8. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>AP</i> #2 y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable.	160
A.9. Efectos en indicadores característicos de <i>BP</i> #3. Modelo local.	161
A.10. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>BP</i> #3 y el ciclo, sin considerar variaciones en flujo másico de extracción de turbina	162
A.11. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>BP</i> #3 y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño).	163
A.12. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>BP</i> #3 y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable.	164
A.13. Efectos en indicadores característicos de <i>BP</i> #4. Modelo local.	165
A.14. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>BP</i> #4 y el ciclo, sin considerar variaciones en flujo másico de extracción de turbina	166
A.15. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>BP</i> #4 y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño).	167
A.16. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>BP</i> #4 y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable.	168
A.17. Efectos en indicadores característicos de <i>BP</i> #5. Modelo local.	169
A.18. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador <i>BP</i> #5 y el ciclo, sin considerar variaciones en flujo másico de extracción de turbina	170

A.19. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $BP\#5$ y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño).	171
A.20. Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $BP\#5$ y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable.	172
A.21. Efectos de la variación de del desgasificador y su impacto en el ciclo . .	173
A.22. Visualización simultánea de efectos en W_{net} y Q_{in} al variar la presión del desgasificador.	174
 B.1. Caso con detención en horizonte de 10 años. Evolución de potencia neta diaria (panel superior), costo acumulado por ineficiencia (panel medio) y costo promedio del ciclo en función de los días entre limpiezas (panel inferior), con el óptimo destacado.	175
B.2. Caso con detención en horizonte de 15 años. Evolución de potencia neta diaria (panel superior), costo acumulado por ineficiencia (panel medio) y costo promedio del ciclo en función de los días entre limpiezas (panel inferior), con el óptimo destacado.	176

Índice de tablas

3.1. Variables de entrada requeridas por el modelo para la definición del punto de operación.	79
3.2. Comparación entre el modelo y la referencia en función de la carga del GDV.	82
3.3. Estadísticos de desviación para las variables de estado (Temperatura, Presión, Entalpía).	83
5.1. Sensibilidad de la política óptima de limpieza frente a τ	135

Capítulo 1

Introducción

La descarbonización del sistema eléctrico ha impulsado el desarrollo de tecnologías capaces de entregar energía renovable en forma gestionable, es decir, no solo cuando hay recurso disponible, sino también en las horas de mayor demanda. En este contexto, las plantas termosolares de torre con sales fundidas se han posicionado como una alternativa atractiva, ya que combinan captación solar de alta temperatura con sistemas de almacenamiento térmico de gran capacidad. Sin embargo, esa versatilidad viene acompañada de una operación compleja, donde pequeñas ineficiencias acumuladas en los subsistemas pueden traducirse en pérdidas significativas de energía a escala anual.

Uno de los eslabones menos visibles, pero decisivos para el rendimiento global, es el tren de calentamiento de agua de alimentación del ciclo agua-vapor. En él se integran los precalentadores cerrados de baja y alta presión y el desgasificador térmico, cuyo rol es elevar la temperatura del agua antes de su ingreso al generador de vapor y controlar el contenido de gases disueltos. El desempeño de este tren depende de variables operacionales como niveles de condensado, presiones de operación, caudales de extracción y estado de limpieza de las superficies de intercambio. En la práctica, estas magnitudes suelen manejarse mediante ajustes locales y criterios de experiencia, con información parcial sobre su efecto real en la eficiencia de planta.

La planta de estudio, una central CSP de torre con almacenamiento en sales fundidas en régimen comercial, no es la excepción. Si bien dispone de sistemas de supervisión avanzados, la toma de decisiones sobre operación y mantenimiento del tren de precalentadores se enfrenta a tres dificultades recurrentes. Primero, la respuesta térmi-

ca e hidráulica del ciclo es fuertemente acoplada, lo que dificulta anticipar el impacto global de cambios locales en un precalentador o en el desgasificador. Segundo, la información de diseño y los datos operacionales suelen estar fragmentados, por lo que no existe una herramienta integrada que permita explorar escenarios de forma sistemática. Tercero, el ensuciamiento progresivo de los intercambiadores no ha sido un foco de interés para la operación, ya que la prioridad se ha concentrado en el tratamiento del agua. En la práctica, la limpieza se gestiona, sin cuantificar de forma explícita el costo asociado a operar con superficies sucias ni el beneficio económico de adelantar o postergar una limpieza.

Ante este escenario, se plantea como problema central la falta de un modelo validado que conecte las decisiones operativas en el tren de calentamiento con su impacto en la eficiencia global y en los costos de explotación de la planta. La hipótesis de trabajo es que un modelo termodinámico del ciclo agua-vapor, enriquecido con modelos de control, de ensuciamiento y de costo, puede convertirse en una herramienta útil para identificar variables críticas, delimitar rangos de operación recomendados y diseñar política de limpieza óptima.

1.1. Objetivos

Con el propósito de orientar el desarrollo del presente trabajo, se establecen a continuación el objetivo general y los objetivos específicos que permiten estructurar y dirigir las etapas del estudio.

1.1.1. Objetivo general

Desarrollar un modelo termo-hidráulico del ciclo de agua-vapor de una planta CSP de torre central, fundamentado en una revisión crítica del estado del arte sobre ciclo Rankine, trenes de calentamiento y ensuciamiento en precalentadores cerrados. El modelo debe cuantificar el impacto de las principales variables operacionales en el desgasificador y en los precalentadores de baja y alta presión, así como del ensuciamiento en estos últimos, sobre la eficiencia térmica global y la potencia neta de la planta, con el fin de definir rangos de operación recomendados y una política de limpieza económicamente óptima que minimice el costo conjunto asociado a energía no generada y a los

costos de mantenimiento.

1.1.2. Objetivos específicos

Los objetivos específicos desglosan el objetivo general en metas concretas, a modo de asegurar un desarrollo metodológico coherente y enfocado. A continuación, son presentados los objetivos específicos.

1. Clasificar la información técnica, a modo de estado del arte, sobre tecnologías CSP y ciclo Rankine, enfatizando modelado termo-hidráulico, desempeño operativo y mantenibilidad como base del estudio.
2. Modelar el ciclo Rankine de planta CSP de torre central en una herramienta de simulación, incorporando sus principales componentes y procesos.
3. Determinar las variables críticas de los precalentadores y del desgasificador que definen el punto de operación óptimo del tren de calentamiento, presentando los resultados en paneles interactivos de visualización.
4. Diseñar una política de limpieza óptima basada en el impacto del ensuciamiento en los precalentadores de baja y alta presión, con el fin de minimizar pérdidas energéticas y costos.

Para abordar estos objetivos, la memoria se estructura en cinco capítulos principales. Tras esta introducción, el capítulo 2 presenta el marco conceptual y el estado de la técnica en plantas CSP, ciclo agua-vapor, tren de calentamiento y modelos de fouling, poniendo especial énfasis en los trabajos que vinculan desempeño térmico, variables de operación y estrategias de mantenimiento. El capítulo 3 describe en detalle el desarrollo del modelo termodinámico del ciclo de agua-vapor, incluyendo la modelación de cada componente, el esquema de solución numérica y el proceso de calibración y validación frente a los datos de diseño de la planta.

El capítulo 4 utiliza el modelo validado para estudiar la sensibilidad del tren de calentamiento frente a variaciones de nivel en los precalentadores y de presión en el desgasificador. A partir de este análisis se identifican variables críticas, se cuantifica su efecto sobre la eficiencia global y se delimitan rangos operativos recomendados, apoyados por paneles de visualización que facilitan la interpretación de los resultados.

El capítulo 5 incorpora el efecto del ensuciamiento mediante un modelo de fouling asintótico aplicado a los precalentadores y lo combina con un modelo económico construido a partir de escenarios de precio representativos, lo que permite derivar políticas de limpieza económicamente justificadas bajo distintos escenarios de severidad. Finalmente, se presentan las conclusiones generales y se proponen posibles extensiones del trabajo hacia una integración más estrecha con datos operacionales en tiempo real y con estrategias de mantenimiento basadas en condición.

Capítulo 2

Estado del arte

El presente capítulo tiene como objetivo revisar el conocimiento técnico y científico disponible en la literatura respecto a los sistemas de generación térmica en plantas con tecnología de concentración solar de potencia (CSP), centrándose en el modelado térmico de este tipo de plantas y en estrategias para mejorar su eficiencia, particularmente en lo que respecta a equipos precalentadores, desgasificador y la gestión de la variabilidad solar. En base a lo anterior, el estado del arte es de gran utilidad y se torna necesario para situar el problema en el panorama actual, identificar avances recientes y justificar las decisiones metodológicas a adoptar en los capítulos siguientes.

2.1. Tecnología de concentración solar de potencia CSP

La tecnología CSP permite generar electricidad concentrando el calor proporcionado por la irradiancia solar en un área pequeña. Haciendo uso de espejos, la luz solar se refleja hacia un receptor donde el calor es recogido por un portador de energía térmica (circuito primario), y posteriormente se utiliza directamente o mediante un circuito secundario para accionar una turbina y generar electricidad [47].

2.1.1. Hitos de la tecnología CSP

La primera planta CSP se encuentra en operación desde 1978 y proviene desde Estados Unidos, llamada National Solar Thermal Test Facility inyecta 5 MW con tecnología de torre de potencia solar. Posterior a esto, el despliegue de la tecnología a nivel mundial no fue considerable sino hasta 2008, cuando se experimentó un au-

ge hasta 2013, sostenido por la incorporación de plantas en España y Estados Unidos, principalmente. Durante este periodo de cinco años se construyeron aproximadamente 4 MW de plantas CSP [40]. La cifra se actualiza para 2024, donde se declara una capacidad mundial de 7,58 GW [23].

El mercado global de la energía termosolar de concentración ha mostrado una notable reactivación en los últimos años. Un punto de inflexión importante lo representa Noor Energy 1 en Dubái, Emiratos Árabes Unidos, uno de los proyectos CSP más grandes del mundo y parte del complejo solar Mohammed bin Rashid Al Maktoum. Esta instalación integra una combinación de 600 MW de colectores cilindro-parabólicos y 100 MW de torre central, junto con un sistema de 5,9 GWh de almacenamiento en sales fundidas, permitiendo hasta 10 horas de generación continua sin radiación solar [39]. Este proyecto es un claro ejemplo de la capacidad de la CSP para ofrecer energía renovable despachable a gran escala.

Por su parte, en China, el gobierno ha impulsado el crecimiento de la CSP mediante subvenciones y políticas de apoyo, reconociendo el valor de la generación firme y la reducción de picos de demanda en su red eléctrica. Por lo anterior, para el año 2023, China ha emergido como uno de los países líderes en el despliegue de proyectos CSP, con 40 proyectos en diferentes etapas de construcción y puesta en marcha, sumando más de 1 GW en desarrollo activo y alrededor de 3 GW en planificación futura. Entre los proyectos más destacados se encuentra Jinta, que combina 100 MW de torre con 600 MW de fotovoltaica, empleando tecnología de almacenamiento con sales fundidas de 8 horas de duración [39]. Para el año 2024, China aumentó poco más de 0,4 GW de capacidad instalada respecto al año 2023, y presenta una capacidad total acumulada de casi 1 GW [23], suma que debería ascender a 4,6 GW considerando los proyectos en desarrollo activo y planificación futura, mencionados anteriormente.

España es pionera y referente en el despliegue de CSP, mantiene su liderazgo con una capacidad acumulada de alrededor de 2,3 GW, distribuidos en decenas de plantas operativas [23]. En cuanto a Estados Unidos, su mercado fue parte importante del auge mencionado entre 2008 y 2015 con proyectos emblemáticos como Ivanpah (377 MW de torre en California), el cual anunció su cierre operativo para 2026 [13].

En síntesis, la combinación de factores como el almacenamiento de energía, la hi-

bridación con tecnologías fotovoltaicas y las mejoras en los costos de instalación ha llevado a una renovada confianza en la CSP como complemento esencial para sistemas eléctricos con alta penetración de renovables. La tendencia apunta hacia proyectos híbridos, plantas con más de 10 horas de almacenamiento y mayores capacidades, buscando aumentar el factor de planta y el valor estratégico de la energía despachable.

2.1.2. Tecnologías CSP en la actualidad

Las principales tipologías de plantas CSP incluyen colectores cilindro-parabólicos, torres de concentración, concentradores lineales Fresnel y sistemas de disco parabólico Stirling. Cada una de estas tecnologías representa una estrategia distinta para capturar, concentrar y transformar la radiación solar en calor útil. A continuación, son presentadas las tipologías mencionadas.

Los colectores cilindro-parabólicos (PTC, por sus siglas en inglés Parabolic Trough Collector) son la tecnología CSP más difundida y madura, al menos hasta 2024 [40]. Consisten en espejos con forma de canal parabólico que concentran la radiación solar a lo largo de una línea focal, donde se ubica un tubo receptor por el que circula un fluido de transferencia de calor. Los espejos siguen al sol en un eje (tracking uniaxial), enfocando continuamente la luz sobre el tubo. Típicamente utilizan aceite sintético térmico como fluido, operando a temperaturas del orden de 300–400 °C (limitadas por la degradación del aceite). En diseños más recientes se han empleado sales fundidas o incluso vapor de agua directamente para alcanzar temperaturas mayores (alrededor de los 500 °C).

Las torres de potencia solar (SPT, por sus siglas en inglés Solar Power Towers) o tecnología de receptor central (Central receiver) , por otro lado, utilizan grandes campos de heliostatos (espejos planos o ligeramente cóncavos de gran tamaño) que siguen al sol en dos ejes y concentran la radiación solar hacia un receptor ubicado en la cima de una torre central. En el receptor, un fluido (típicamente sales fundidas, aunque también puede ser agua/vapor o aire) absorbe la energía concentrada, alcanzando temperaturas muy elevadas; por lo general, ronda los 565 °C con sales y puede elevarse aún más esta cifra con otras tecnologías como receptores de partículas [41]. Debido a la posibilidad de alcanzar altas temperaturas, este tipo de sistemas se convierte en una

opción altamente eficiente para la integración con sistemas de almacenamiento térmico en sales fundidas y ciclos de potencia de alta eficiencia.

La tecnología linear Fresnel (LFR, por sus siglas en inglés Linear Fresnel Reflector) emplea largas filas de espejos planos o de ligera curvatura lineal, dispuestos de forma casi horizontal, que concentran la radiación solar sobre uno o varios tubos receptores fijos suspendidos por encima de los espejos. Se puede entender conceptualmente como una variante simplificada de los colectores cilindro-parabólicos. Los LFR pueden usar fluidos similares a los PTC (aceite térmico, vapor de agua) y operan típicamente en rangos de 300–400 °C. Recientemente se han desarrollado sistemas Fresnel con sales fundidas como fluido, alcanzando temperaturas aproximadas de 550 °C en proyectos piloto [41].

Por último, los sistemas de disco parabólico Stirling (PDS, por sus siglas en inglés Parabolic Dish Collectors) concentran la luz solar en un punto focal, similar a una antena satelital que enfoca en su receptor central. Cada unidad consiste en un reflector parabólico en forma de plato que sigue al sol en dos ejes, concentrando la radiación en un receptor ubicado en el foco del plato. A diferencia de las demás tecnologías, típicamente, cada disco es un sistema autónomo de pequeña escala (típicamente 5–25 kW por disco) [41].

En Figuras 2.1 y 2.2, se ilustran las tecnologías mencionadas anteriormente y se resume la información característica de las mismas, respectivamente.

En la Figura 2.3, se muestra una distribución desde 1990 hasta el año 2023 de la participación global de cada tecnología CSP en cuanto a capacidad acumulada. De lo anterior, los colectores cilindro-parabólicos (PTC) constituyen la tecnología predominante en el mercado de CSP, con una participación aproximada del 73 % de la capacidad instalada global, destacando por su nivel de desarrollo consolidado y su implementación probada a gran escala, aunque presentan desafíos relacionados con la necesidad de grandes superficies y limitaciones de temperatura que afectan su eficiencia. En segundo lugar se ubican las torres de potencia (SPT), que representan cerca del 23 % de la capacidad mundial, sobresaliendo por su capacidad de alcanzar mayores temperaturas de operación, lo que incrementa la eficiencia y mejora la integración con sistemas de almacenamiento térmico, si bien sus costos de construcción y la complejidad de los campos

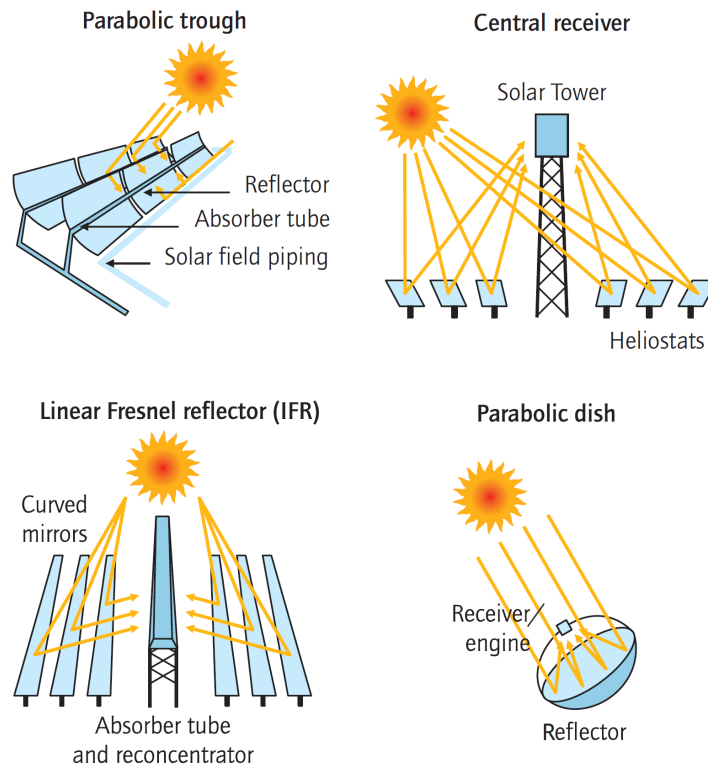


Figura 2.1: Tecnologías CSP actuales, reordenadas de [22].

Tipo de foco Tipo de recibidor		Foco lineal	Foco puntual
		Los colectores siguen al sol a lo largo de un solo eje y enfocan la irradiancia en un receptor lineal. Esto hace que el seguimiento solar sea más sencillo.	Los colectores siguen al sol a lo largo de dos ejes y enfocan la irradiancia en un único receptor puntual. Esto permite alcanzar temperaturas más altas.
Fijo	Los receptores fijos son dispositivos estacionarios que permanecen independientes del sistema de enfoque de la planta. Esto facilita el transporte del calor captado hacia el bloque de potencia.	Tecnología lineal Fresnel (LFR)	Torres de potencia solar (SPT)
Móvil	Los receptores móviles se desplazan junto con el sistema de enfoque. Tanto en diseños de foco lineal como de foco puntual, los receptores móviles captan más energía.	Colectores cilindro-parabólicos (PTC)	Sistemas de disco parabólico Stirling (PDS)

Figura 2.2: Información característica resumida de tecnologías CSP actuales. Extraída y traducida de [22].

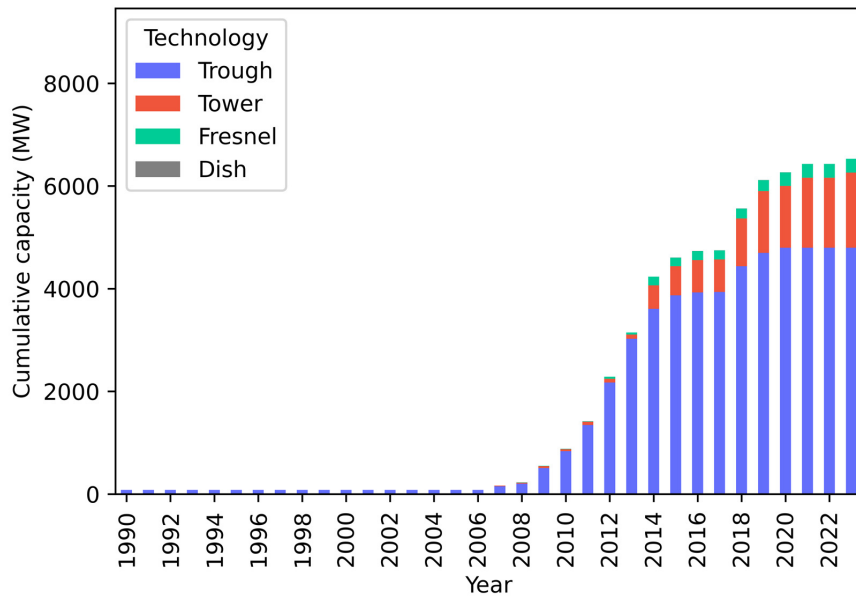


Figura 2.3: Capacidad instalada según tipo de tecnología CSP [40].

de helióstatos constituyen retos importantes. Por su parte, los concentradores lineales Fresnel (LFR) tienen una participación de aproximadamente 4 %, caracterizándose por un diseño más simple y económico, aunque con menor eficiencia óptica y temperaturas de operación moderadas que limitan su competitividad. Finalmente, los sistemas de disco parabólico (PDS) tienen una presencia prácticamente nula en la capacidad instalada global, ya que su desarrollo se ha restringido a proyectos experimentales sin despliegue comercial significativo [40].

Adicionalmente, en figura 2.4, se muestra la distribución geográfica de tecnología CSP para el año 2024, donde España se mantiene como líder global, seguida por Estados Unidos y China. En conjunto, España, Estados Unidos, China y Emiratos Árabes Unidos representan aproximadamente el 75 % de la capacidad CSP operativa mundial [23]. Se ven además otros países con al menos 50 MW, incluidos Sudáfrica, Marruecos, India, Israel, Chile, Kuwait y Arabia Saudita.

Como fue mencionado anteriormente, para mejorar la flexibilidad operativa y mantener continuidad en la generación, muchas plantas CSP incorporan sistemas de almacenamiento térmico. Estos sistemas utilizan tanques de sales fundidas a alta temperatura que almacenan parte del calor capturado durante las horas de mayor irradiancia.

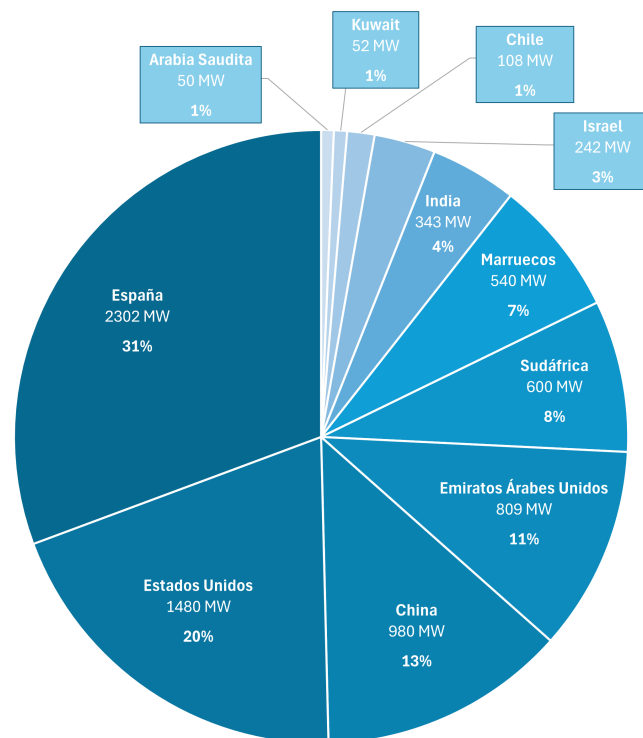


Figura 2.4: Distribución geográfica de tecnología CSP en 2024 [23].

Esta energía almacenada permite seguir generando electricidad incluso en ausencia de radiación solar, como durante la noche o en períodos nublados. Gracias a esta capacidad, las plantas CSP con almacenamiento térmico no solo estabilizan su propia operación, sino que también contribuyen a mejorar la firmeza de la matriz energética al respaldar fuentes renovables intermitentes, como son la solar fotovoltaica o eólica.

Asimismo, ciertas instalaciones incluyen sistemas de respaldo térmico mediante quemadores de gas natural o configuraciones híbridas que combinan CSP con generación fotovoltaica (PV), con el objetivo de garantizar una entrega continua de potencia firme y responder a exigencias de despacho en mercados eléctricos.

El desarrollo de sistemas de almacenamiento térmico (TES, por sus siglas en inglés) ha sido uno de los factores más decisivos para el crecimiento y la competitividad de la tecnología de concentración solar (CSP). Los sistemas más empleados utilizan sales fundidas (mezcla de nitratos de sodio y potasio), capaces de almacenar calor a temperaturas de hasta 565 °C, lo que permite una generación continua y despachable incluso durante la noche o en períodos de baja radiación solar. La sal fundida de nitratos comúnmente utilizada es una mezcla de 60 % nitrato de sodio (NaNO_3) y 40 % nitrato de potasio (KNO_3). Es una mezcla estable y tiene baja presión de vapor. Puede utilizarse en un rango de temperaturas de 260 °C hasta 621 °C aproximadamente. Sin embargo, a medida que la temperatura disminuye, comienza a cristalizarse a los 238 °C y se solidifica con 221 °C [47]. Gracias a esta característica, el factor de planta de la CSP ha aumentado considerablemente, situándose por encima del 50 % en los proyectos más avanzados, lo que la posiciona como una tecnología renovable capaz de entregar energía firme y gestionable, algo que resulta esencial en redes eléctricas con alta penetración de energías variables como la fotovoltaica o la eólica [36].

Los avances en almacenamiento no se han limitado a la mejora en el diseño de tanques o en la eficiencia de los intercambiadores de calor, sino también en el desarrollo de nuevos materiales para sales fundidas. Estudios recientes han incorporado sales enriquecidas con litio y otros aditivos que permiten trabajar a temperaturas superiores a los 565 °C, incrementando la eficiencia termodinámica de los ciclos Rankine asociados y, por ende, reduciendo el costo nivelado de energía (LCOE) [27]. En paralelo, tecnologías emergentes de almacenamiento en partículas sólidas o materiales de cambio de fase (PCM) están siendo investigadas como alternativas más económicas y con mayor

densidad de almacenamiento, lo que podría abrir nuevas oportunidades para plantas de alta capacidad y con menor huella física [5]. Estos desarrollos han sido fundamentales para que la CSP se mantenga competitiva frente al avance de otras renovables.

En el ámbito económico, los costos de la CSP han disminuido considerablemente gracias a la optimización del diseño de helióstatos, la estandarización de componentes y el aprendizaje tecnológico. Según el informe más reciente de costos de generación de energías renovables en 2024, proporcionado por la IRENA (International Renewable Energy Agency), el costo total de inversión (TIC) global promedio de plantas CSP se redujo un 66 % entre 2010 y 2024, pasando de 10.703 USD/kW a 3.677 USD/kW. En paralelo, el LCOE global de esta tecnología se redujo en un 77 %, desde 0,402 USD/kWh en 2010 hasta 0,092 USD/kWh en 2024, alcanzando su mínimo histórico [24]. Esta reducción se debe a factores como la caída de un 62 % en costos de operación y mantenimiento (O&M) y la mejora de los factores de planta en un 37 % [24]. Sin embargo, la CSP aún no alcanza la misma competitividad que la fotovoltaica, cuyo LCOE promedio mundial es de 0,043 USD/kWh, ni la de la eólica onshore, que ronda los 0,034 USD/kWh [24]. A pesar de ello, la capacidad intrínseca de almacenamiento térmico permite a la CSP desempeñar un rol de respaldo, evitando los altos costos asociados a sistemas de baterías para almacenamiento de larga duración.

En comparación con la fotovoltaica, el despliegue de CSP ha sido más limitado debido a sus altos costos iniciales de inversión, mayores tiempos de construcción y a la drástica caída de precios de los módulos PV y sistemas de almacenamiento electroquímico. No obstante, la tendencia global apunta hacia proyectos híbridos CSP + PV, donde la energía fotovoltaica cubre la demanda durante el día y la CSP aporta energía continua durante la noche gracias a su TES. Este enfoque permite optimizar recursos e infraestructura, al mismo tiempo que mejora la competitividad económica [8].

2.1.3. Situación de la CSP en América Latina

En América Latina, el desarrollo de la tecnología de concentración solar de potencia ha sido limitado debido a sus elevados costos de inversión, la complejidad técnica de su implementación y la alta competitividad de otras tecnologías renovables, especialmente la energía fotovoltaica (PV) y la eólica. Sin embargo, Chile se ha posicionado como

pionero en la región gracias al proyecto Cerro Dominador, ubicado en la región de Antofagasta, en pleno desierto de Atacama, una de las zonas con mayor radiación solar global [6]. Cerro Dominador es el primer y único proyecto de CSP que ha operado en América Latina y constituye un hito tecnológico, al combinar una planta fotovoltaica de 100 MW con una planta de torre central de 110 MW de CSP con almacenamiento térmico, alcanzando una capacidad total de 210 MW y una generación anual estimada de 950 GWh [6].

La planta de torre de concentración de Cerro Dominador se compone de 10.600 heliostatos, cada uno con área aproximada de 140 metros cuadrados que se mueven en dos ejes para captar de mejor manera la radiación solar y reflejarla para concentrarla en un receptor ubicado en la parte superior de una torre de 252 metros de altura. La energía solar se transfiere a sales fundidas (mezcla de 60 % nitrato de sodio y 40 % nitrato de potasio) a 550 °C, que sirven como fluido térmico para generar vapor sobrecalentado en intercambiadores de calor. Este vapor impulsa una turbina conectada a un generador, permitiendo la producción de electricidad. Gracias a su sistema de almacenamiento térmico en sales fundidas, Cerro Dominador puede generar energía de forma continua durante 17,5 horas sin radiación solar, lo que le confiere un factor de planta cercano al 95 %, muy superior al de plantas fotovoltaicas convencionales [6]. Este diseño le permite sustituir plantas de respaldo basadas en combustibles fósiles y evitar la emisión de aproximadamente 640.000 toneladas de dióxido de carbono (CO₂) al año [6].

Este apartado ha descrito el funcionamiento y características fundamentales de la tecnología de concentración solar de potencia (CSP), con foco en plantas de torre central. Se han revisado los principios de operación, la conversión termoeléctrica mediante ciclos termodinámicos, y las ventajas operativas de esta tecnología frente a otras fuentes renovables intermitentes. Este marco conceptual permite establecer la base sobre la cual se modelará el sistema en esta memoria, sirviendo de referencia para evaluar el comportamiento térmico y eléctrico bajo distintas condiciones operativas.

2.2. Ciclo Rankine en planta CSP

El ciclo Rankine es el esquema termodinámico base en la mayoría de las plantas termoeléctricas, utilizado para convertir la energía térmica en energía mecánica y

posteriormente en electricidad. Este ciclo, en su forma ideal, se compone de cuatro procesos principales: compresión del agua líquida en una bomba, adición de calor a presión constante en la caldera, expansión del vapor en la turbina y condensación en el condensador. La eficiencia del ciclo Rankine depende directamente de la relación entre las temperaturas de la fuente caliente y la fuente fría, por lo que en su forma básica presenta limitaciones significativas.

Para superar estas limitaciones, el diseño del ciclo Rankine ha evolucionado incorporando distintas modificaciones. Entre las estrategias más efectivas se encuentra la reducción de la presión en el condensador, que disminuye la temperatura promedio de rechazo de calor, aumentando así el aprovechamiento de la energía térmica disponible. Otra estrategia es el sobrecalentamiento del vapor a altas temperaturas, lo que incrementa la temperatura promedio de adición de calor y reduce la fracción de humedad al final de la expansión en la turbina. Finalmente, el incremento de la presión de la caldera también contribuye a elevar la temperatura promedio a la que se transfiere calor, favoreciendo la eficiencia, aunque implica exigencias mayores sobre los materiales y la integridad mecánica del sistema [48].

A partir de estos principios, surgen variantes avanzadas del ciclo Rankine, como el ciclo con recalentamiento. En esta configuración, el vapor, tras una expansión parcial en la turbina, es retornado a la caldera o a un equipo recalentador para elevar nuevamente su temperatura antes de continuar su expansión en una etapa posterior de la turbina. De aquí surgen plantas con turbinas de alta, media y baja presión. Esta técnica permite reducir el contenido de humedad del vapor en las etapas finales de la turbina, disminuyendo las pérdidas energéticas y el desgaste de los álabes. Además, el recalentamiento incrementa la temperatura media del calor añadido, cumpliendo con uno de los objetivos para mejorar la eficiencia térmica mencionados anteriormente.

Por su parte, el ciclo regenerativo se centra en aprovechar parte del vapor de extracción de la turbina para precalentar el agua de alimentación antes de que ingrese a la caldera. Con este proceso, el salto térmico que la caldera debe cubrir para transformar el agua en vapor se reduce, lo que implica una disminución en las irreversibilidades asociadas a la transferencia de calor. Aunque la extracción de vapor reduce la cantidad de energía disponible para producir trabajo en la turbina, el beneficio obtenido por el precalentamiento del agua compensa esta pérdida, resultando en una mejora neta de

la eficiencia del ciclo. Este concepto se implementa mediante equipos especializados, como los precalentadores de agua de alimentación (FWH, por sus siglas en inglés Feed-water Heaters) y el desgasificador, que no solo permiten recuperar parte del calor, sino que además mejoran la calidad del agua de alimentación al eliminar gases no condensables disueltos como el oxígeno y dióxido de carbono, reduciendo así la corrosión en la caldera y los componentes asociados.

La magnitud de esta mejora ha sido validada experimentalmente en la literatura. Los resultados de los estudios realizados por Oyedepo et al. [34] concluyen que, al aumentar el número de FWH cerrados de uno a diez, la eficiencia térmica del ciclo aumenta de 42,17 % a 45,97 %; de la misma manera, la eficiencia de la caldera aumenta de 79 % a 96,4 %. No obstante, este incremento no ocurre de forma lineal; las ganancias marginales disminuyen considerablemente después de incorporar cinco o seis equipos, por lo que el diseño final siempre obedece a un balance termo-económico entre el costo de instalación y la mejora del ciclo térmico.

El estudio detallado de los precalentadores y desgasificadores resulta esencial para entender el impacto de la regeneración en el rendimiento global de una planta termo-eléctrica. En las siguientes secciones se profundizará en la caracterización de estos equipos y un repaso a la literatura actual respecto a los modelos de ciclo Rankine.

2.2.1. Rol de precalentadores y desgasificador en ciclo Rankine

Como fue mencionado anteriormente, la regeneración no sólo mejora la eficiencia del ciclo, también proporciona un medio conveniente de desairear el agua de alimentación para evitar efectos corrosivos. Un ciclo Rankine regenerativo implica la presencia de al menos un precalentador. Un precalentador de agua de alimentación es un intercambiador de calor donde éste se transfiere del vapor extraído de etapa intermedia de turbina al agua de alimentación mediante la mezcla de ambos fluidos (precalentadores de agua de alimentación abiertos) o sin mezclarlos (precalentadores de agua de alimentación cerrados) [48].

Precalentador abierto

El precalentador de agua de alimentación abierto (FWH abierto), comúnmente denominado desgasificador en la industria de generación de potencia, representa un componente singular dentro del ciclo Rankine regenerativo al operar bajo el principio de mezcla directa. A diferencia de los intercambiadores de calor cerrados donde los fluidos permanecen separados por una superficie sólida, en este equipo se busca el contacto entre el vapor de extracción y el agua de alimentación. Esta configuración permite cumplir simultáneamente con tres funciones críticas para la operación de la planta: elevar la temperatura del agua, eliminar los gases no condensables disueltos para prevenir fenómenos de corrosión, y proporcionar un volumen de almacenamiento que asegure la altura neta positiva de aspiración (NPSH) requerida por las bombas de alimentación de la caldera [32].

La necesidad de remover gases disueltos, particularmente el oxígeno (O_2) y el dióxido de carbono (CO_2), radica en su alto potencial corrosivo sobre las superficies metálicas de las tuberías, la caldera y los álabes de la turbina. La presencia de estos gases reduce la vida útil de los componentes y disminuye la eficiencia de transferencia de calor al formar capas aislantes. En la práctica industrial moderna, establecen límites para la concentración de oxígeno a la salida del desgasificador, estándares internacionales como el de la ASME (American Society of Mechanical Engineers) exige un valor inferior a 7 ppb (partes por billón) [1].

Desde una perspectiva físico-química, el proceso de des-gasificación térmica se fundamenta en dos principios clave. El primero es la relación inversa entre la temperatura y la solubilidad de los gases en un líquido, y el segundo es la Ley de Henry. Esta ley establece que la concentración de un gas disuelto en un líquido es directamente proporcional a su presión parcial en la atmósfera que se encuentra en contacto con dicho líquido. Matemáticamente se expresa como se muestra en ecuación 2.1, donde K_H es la constante de Henry. Durante la operación, al inyectar vapor y calentar el agua hasta su temperatura de saturación a la presión interna del equipo, la presión parcial del vapor de agua tiende a igualar la presión total del sistema. En consecuencia, y según la Ley de Dalton, las presiones parciales de los demás gases presentes deben tender a cero. Esta condición rompe el equilibrio de solubilidad, forzando la difusión de las moléculas de gas desde el seno del líquido hacia la fase vapor para ser posteriormente venteadas al

exterior [4].

$$C_{gas} = \rho_{gas}/K_H \quad (2.1)$$

Para que este transporte de masa sea eficiente y se alcancen los niveles de ppb requeridos, es indispensable maximizar el área interfacial entre el agua y el vapor, así como asegurar un tiempo de residencia suficiente y una agitación continua que renueve las superficies de contacto. Para lograr estas condiciones, la industria ha desarrollado diversas configuraciones tecnológicas, siendo las más relevantes los desgasificadores de tipo bandejas y los de tipo spray.

El diseño de tipo bandejas (tray-type) es uno de los más extendidos en grandes centrales térmicas. Esta configuración consta de una sección de precalentamiento superior donde el agua es introducida mediante válvulas rociadoras, seguida de una columna vertical que contiene una serie de bandejas perforadas apiladas. El agua cae por gravedad desde la sección superior y va goteando a través de las bandejas, fraccionándose en delgadas películas o gotas finas. Simultáneamente, el vapor de calentamiento se introduce por la parte inferior y asciende en contracorriente a través de las perforaciones. Esta disposición genera un efecto de barrido continuo o polishing, donde el vapor fresco entra en contacto con el agua más caliente en la parte inferior, asegurando la eliminación de las últimas trazas de gases antes de que el agua caiga al tanque de almacenamiento [4].

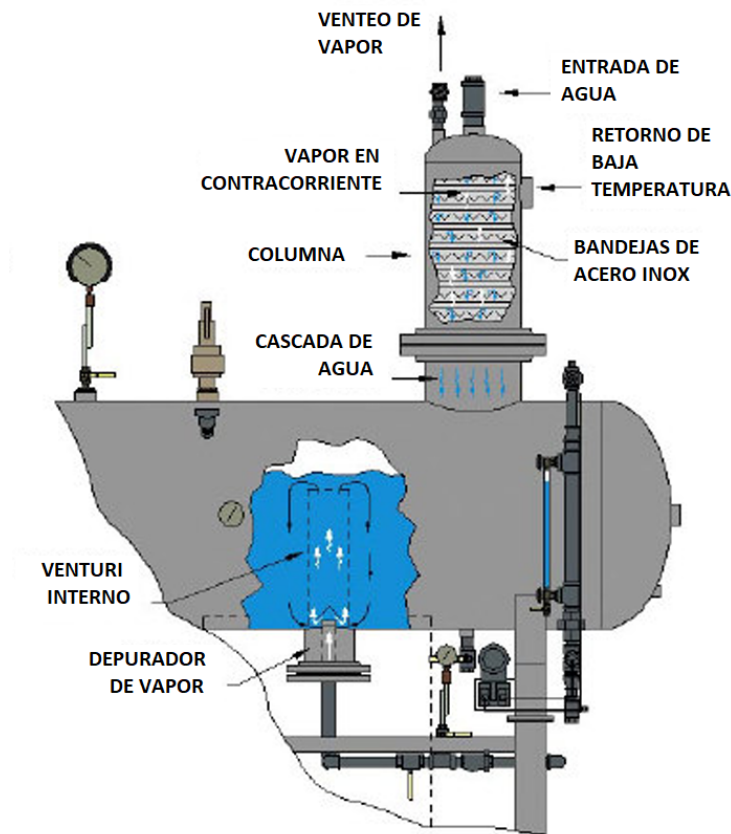


Figura 2.5: Desgasificador de tipo bandejas y sus partes [45].

Por otro lado, el desgasificador de tipo spray (spray-type) confía la totalidad del proceso de transferencia de calor y masa a la atomización del agua. En este diseño, el agua se inyecta a través de boquillas atomizadoras, a menudo con geometría variable mediante resortes, directamente en una atmósfera de vapor dentro del domo del equipo. La alta velocidad de inyección y la formación de gotas muy finas generan una gran superficie específica que permite un calentamiento casi instantáneo y la liberación rápida de los gases. El agua atomizada cae posteriormente a una sección inferior conocida como lavador o scrubber, donde se somete a una agitación final mediante la inyección de vapor. Aunque este diseño es mecánicamente más simple y ligero, lo que lo hace popular en distintas aplicaciones, puede presentar limitaciones en la eficiencia de desgasificación ante variaciones bruscas de carga si no se mantiene una caída de presión adecuada en las boquillas [4].

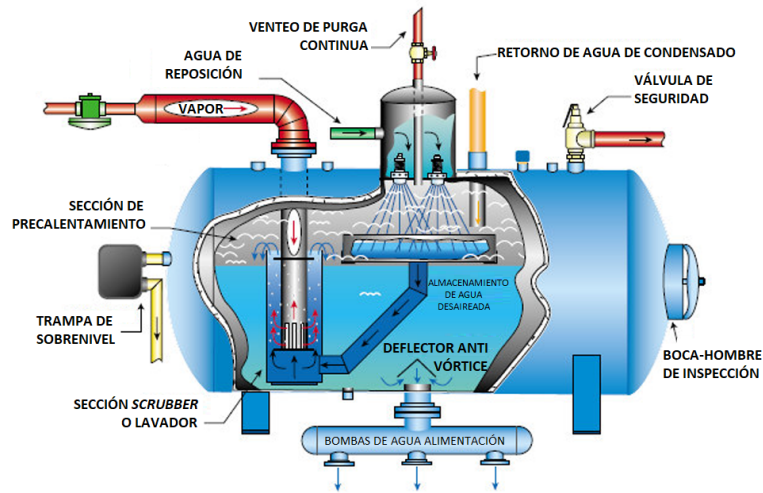


Figura 2.6: Desgasificador de tipo *spray* y sus partes [45].

Esta última configuración corresponde a la tecnología instalada en la planta de concentración solar objeto de estudio de esta memoria, por lo que sus principios operativos determinan las características físicas que se considerarán en el modelado del ciclo térmico.

Precalentador cerrado

La arquitectura de los precalentadores de agua de alimentación cerrados constituye el núcleo de la etapa de alta presión de la regeneración en el ciclo Rankine. Estos equipos operan con condiciones de presión y temperatura elevadas, especialmente cuando se ubican después de la bomba de alimentación principal, momento en el cual se denominan precalentadores de alta presión (HP, del inglés High Pressure). Por su función crítica en la eficiencia del ciclo y la necesidad de operar con fluidos a alta presión, el diseño y la construcción de estos equipos se rigen estrictamente por estándares internacionales, como las normas del Tubular Exchanger Manufacturers Association (TEMA) y el Heat Exchange Institute (HEI).

Constructivamente, los precalentadores cerrados son universalmente intercambiadores de calor de carcasa y tubos (Shell and Tube). El agua de alimentación circula por el interior de los tubos, mientras que el vapor de extracción fluye por el exterior de los tubos, en la carcasa. En las centrales térmicas, y particularmente en plantas con

operación cíclica como las termosolares, es fundamental la elección de haces de tubos en "U" (U-tubes). Esta configuración permite que los tubos se expandan o contraigan libremente de forma axial sin generar tensiones excesivas en la placa tubular, mitigando los daños por las variaciones térmicas inherentes a los arranques y paradas del ciclo.

La normativa de la TEMA es la referencia principal en cuanto a diseño mecánico y constructivo en la industria. Esta norma establece un sistema de designación de tres letras para clasificar la configuración física del intercambiador, donde la primera letra indica el tipo de cabezal estacionario (frontal), la segunda el tipo de carcasa y la tercera el tipo de cabezal posterior. En figura 2.7 se ilustra la clasificación de intercambiadores de calor según norma TEMA.

En el contexto de las centrales térmicas, la selección del cabezal posterior es crítica para la integridad mecánica del equipo. Aunque la norma TEMA contempla diseños de placas tubulares fijas (Tipos L, M, N), rígidos y económicos, o cabezales flotantes (Tipos P, S, T, W), que facilitan la limpieza de tubos rectos, la configuración geométrica predominante para los precalentadores, especialmente los de alta presión, corresponde a la designación TEMA U. Como se establece en la tabla de nomenclatura de la norma, el tipo U se caracteriza por un haz de tubos curvado en forma de horquilla. Esta selección de diseño responde a la necesidad de gestionar las severas dilataciones térmicas diferenciales que ocurren entre los tubos y la carcasa durante los arranques, paradas y variaciones de carga de la planta. Al no estar el extremo posterior de los tubos fijado mecánicamente a la carcasa, el haz tubular dispone de libertad para expandirse y contraerse axialmente de manera independiente a la envolvente, lo cual evita la inducción de tensiones térmicas peligrosas en la placa tubular [46].

Respecto a la carcasa, si bien existen tipologías para requerimientos específicos como las de flujo dividido (G, H, J) para minimizar caídas de presión, de flujo cruzado (X) o tipo Kettle (K) para revaporizadores, la designación estándar en precalentadores es del tipo E (un paso de carcasa). Esta configuración se caracteriza por tener la entrada y la salida del fluido en extremos opuestos, forzando un flujo longitudinal único. El fluido de extracción que circula por la carcasa es guiado a través del haz de tubos mediante una serie de deflectores transversales o baffles. Según la sección RCB-4 de la norma TEMA, estos elementos no solo cumplen la función estructural de soportar los tubos para prevenir vibraciones inducidas por el flujo, sino que también inducen turbu-

lencia en el fluido del lado carcasa, aumentando la velocidad cruzada y mejorando el coeficiente de transferencia de calor [46].

Finalmente, para el cabezal estacionario o frontal, la selección depende de los requerimientos de presión y mantenibilidad. La norma clasifica desde diseños sencillos como el tipo A (canal y tapa desmontables) hasta los integrales tipo B (Bonnet). Aunque el tipo C (Channel integral) es común para presiones moderadas y los precalentadores de muy alta presión suelen requerir cierres especializados tipo D (Special high pressure closure), la elección de un cabezal tipo canal permite el acceso directo al interior de los tubos para tareas de inspección y limpieza mecánica sin necesidad de desconectar las tuberías principales del agua de alimentación. No obstante, es importante notar que la geometría en "U" de los tubos presenta una restricción física para la limpieza mecánica en la zona de la curvatura, factor que influye directamente en la definición de las políticas de mantenimiento y limpieza química que se abordarán en la metodología de este trabajo [46].

Los precalentadores objeto de estudio en esta memoria responden a la designación TEMA NEU. Esta configuración integra un cabezal estacionario tipo N (Canal integral con la placa tubular y tapa desmontable), que minimiza las juntas bridadas de alto riesgo de fuga sin sacrificar el acceso para mantenimiento; una carcasa tipo E de un solo paso para maximizar la eficiencia térmica del contraflujo; y un haz tubular tipo U, indispensable para absorber las expansiones térmicas del ciclo solar [46].

Complementariamente a esta definición mecánica externa, la arquitectura interna de los precalentadores de agua de alimentación, particularmente aquellos que operan en las etapas de alta presión, se distingue por una segmentación estratégica en zonas funcionales diseñadas para optimizar la transferencia de energía. Mientras que los intercambiadores de baja presión suelen limitarse a una o dos etapas, los equipos de alta presión integran tres zonas termodinámicas diferenciadas dentro de la misma carcasa: sobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento de drenajes. En figura 2.8 se muestra de forma gráfica las zonas en un precalentador cerrado.

La primera etapa del proceso ocurre en la zona de sobrecalentamiento (DSH), la cual recibe el vapor de extracción a la salida de la turbina. En esta sección, el vapor cede su calor sensible al agua de alimentación (que se encuentra en su fase final de recorri-

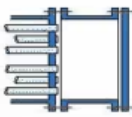
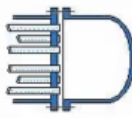
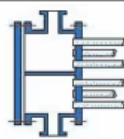
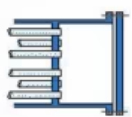
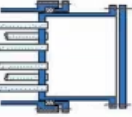
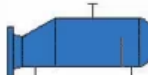
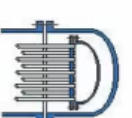
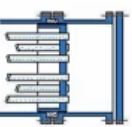
	Stationary Head Types		Shell Types		Rear Head Types
A	 channel and removable cover	E	 one pass shell	L	 fixed tubesheet like 'A' stationary head
B	 bonnet (integral cover)	F	 two pass shell with longitudinal baffle	M	 fixed tubesheet like 'B' stationary head
C	 channel integral with tubesheet and removable cover	G	 split flow	N	 fixed tubesheet like 'C' stationary head
N	 channel integral with tubesheet and removable cover	H	 double split flow	P	 outside packed floating head
D	 special high pressure closure	J	 divided flow	S	 floating head with backing device (split ring)
		K	 kettle type reboiler	T	 pull through floating head
		X	 cross flow	U	 u-tube bundle
				W	 packed floating tube sheet with lantern ring

Figura 2.7: Clasificación de intercambiadores de calor según norma TEMA [7].

do por los tubos), reduciendo su temperatura hasta un punto cercano a la saturación. Dado que el vapor ingresa a altas velocidades, el diseño de esta zona incorpora placas de impacto y deflectores específicos para proteger el haz tubular contra la erosión y minimizar las vibraciones inducidas por el flujo. Es fundamental que esta zona opere con una pared de tubo seca para evitar la corrosión por impacto de gotas, maximizando así la diferencia de temperatura efectiva y permitiendo que la temperatura de salida del agua de alimentación supere, en ciertos casos, la temperatura de saturación del vapor en la carcasa [35].

Posteriormente, el fluido atraviesa la zona de condensación, que constituye la sección de mayor volumen dentro del equipo. En este espacio tiene lugar el cambio de fase isotérmico, donde el vapor libera la mayor parte de su energía en forma de calor latente, transformándose en líquido saturado. La disposición de los deflectores en esta zona es crítica no solo para sostener el haz tubular, sino para guiar el flujo de vapor a través de todo el banco de tubos, asegurando un barrido eficiente que arrastre los gases no condensables hacia los puntos de venteo y prevenga la formación de bolsas de gas que degradarían la transferencia térmica [35].

Finalmente, el condensado acumulado ingresa a la zona de subenfriamiento de drenajes (DC), ubicada típicamente en la parte inferior del intercambiador y aislada del resto de la carcasa por un recinto envolvente. La función de esta zona es reducir la temperatura del condensado saturado cediendo calor sensible al agua de alimentación que recién ingresa al equipo. Para garantizar la integridad mecánica de esta sección, es imperativo mantener un nivel de líquido adecuado que actúe como sello hidráulico; un descenso en el nivel puede provocar la ingestión de vapor en la zona de subenfriamiento, lo que desencadenaría fenómenos de flashing y cavitación capaces de causar daños severos por erosión y vibración en los tubos y estructuras internas [35].

La verificación del comportamiento termodinámico de estas zonas y la evaluación de la salud operativa del equipo se realizan a través del monitoreo de dos indicadores de desempeño estandarizados por el Heat Exchange Institute (HEI). Estos parámetros adimensionales sintetizan la eficiencia de la transferencia de calor y permiten detectar desviaciones atribuibles al ensuciamiento o a fallas hidráulicas.

El primer indicador crítico es la Diferencia de Temperatura Terminal, conocida por

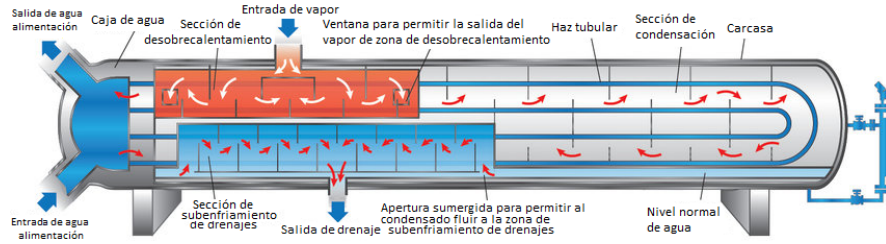


Figura 2.8: Zonificación de calentador cerrado. Extraída y traducida de [37].

sus siglas en inglés como TTD (Terminal Temperature Difference), la cual cuantifica la aproximación térmica entre el fluido calefactor y el fluido calentado al final del proceso. Matemáticamente, se define como la diferencia entre la temperatura de saturación del vapor de extracción en la carcasa y la temperatura del agua de alimentación a la salida del intercambiador (ecuación 2.2). En precalentadores que cuentan con una zona de desobrecalentamiento eficaz, es factible obtener valores de TTD de cero grados e incluso negativos, lo que implica que el agua de alimentación abandona el equipo a una temperatura superior a la de saturación del vapor, evidenciando un aprovechamiento máximo de la energía. En este contexto, un aumento progresivo del TTD a lo largo del tiempo constituye la señal primaria de una degradación en el coeficiente global de transferencia de calor, fenómeno típicamente asociado a la acumulación de depósitos resistivos en la superficie de los tubos. [18].

$$TTD = T_{sat} - T_{fw,out} \quad (2.2)$$

Complementariamente, la eficiencia específica de la zona inferior del equipo se evalúa mediante la Aproximación del Enfriador de Drenajes o DCA (Drain Cooler Approach). Este parámetro se calcula como la diferencia de temperatura entre el condensado subenfriado que abandona el equipo y el agua de alimentación que ingresa al mismo (ecuación 2.3). El DCA monitorea la capacidad del intercambiador para recuperar la energía sensible del condensado; por consiguiente, un incremento en su valor sugiere una pérdida de efectividad en la zona de subenfriamiento. Esta desviación suele ser sintomática de problemas operacionales como el bypassing interno de vapor hacia la zona de drenaje o un control de nivel inadecuado que reduce el área efectiva de transferencia, comprometiendo tanto la eficiencia térmica como la integridad mecánica de los tubos en dicha sección. [18].

$$DCA = T_{drenaje} - T_{fw,in} \quad (2.3)$$

La revisión exhaustiva de la tecnología del ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento y la caracterización constructiva de sus equipos de intercambio térmico establecen el marco de referencia técnico indispensable para el desarrollo de la presente memoria de título. Comprender la arquitectura interna de los precalentadores, desde la zonificación termodinámica en los equipos hasta la física de atomización en el desgasificador de tipo spray, permite trascender la simplificación de estos componentes como cajas negras en el modelado computacional. Esta profundidad teórica valida la selección de los indicadores de desempeño TTD y DCA como variables de estado críticas, habilitando al modelo matemático posterior para cuantificar con precisión cómo la degradación interna por ensuciamiento impacta la eficiencia global del ciclo.

2.3. Revisión de literatura: Modelos de ciclo Rankine en CSP

En el contexto de la generación solar termoeléctrica, los modelos del ciclo Rankine permiten analizar el desempeño del sistema bajo distintos escenarios operativos y climáticos, considerando variables clave como presión, temperatura, recalentamiento, regeneración y almacenamiento térmico. Dichos modelos son esenciales tanto en la etapa de diseño como durante la operación para optimizar la eficiencia, reducir pérdidas y explorar configuraciones avanzadas en equipos como los precalentadores de agua de alimentación y desgasificadores, que mejoran el rendimiento exergético del ciclo.

Existen múltiples enfoques para modelar el ciclo Rankine en plantas de concentración solar de potencia (CSP), y estos varían principalmente en función del nivel de complejidad, los objetivos del estudio y el comportamiento temporal considerado. Una de las distinciones más relevantes dentro de la literatura es la diferencia entre los modelos en estado estacionario y aquellos que capturan el comportamiento dinámico o transitorio del sistema.

Los modelos en estado estacionario, también conocidos como modelos de régimen

permanente, suponen que las condiciones del sistema no cambian con el tiempo. Estos son comúnmente utilizados para análisis termodinámicos y exergéticos, evaluación de eficiencia, optimización de configuraciones y dimensionamiento de componentes. Su principal ventaja radica en la simplicidad computacional y en la capacidad de ofrecer resultados rápidos y confiables bajo condiciones específicas de operación.

En este grupo, se encuentra el trabajo de González-Mora [16], quien desarrolló un modelo completo en estado estacionario con representación detallada de cada componente del ciclo Rankine. Este modelo, desarrollado en software EES (Engineering Equation Solver), permite explorar la influencia de parámetros termodinámicos clave sobre la eficiencia y pérdida exergética.

Complementariamente, el estudio de Baigorri et al. [3] propone un modelo basado en una estrategia acoplada que combina softwares AxSTREAM y Chemcad, con el objetivo de modelar con mayor precisión los procesos termodinámicos y químicos del ciclo Rankine regenerativo en CSP. Este enfoque permite representar de manera independiente cada componente, lo que mejora la resolución y confiabilidad del análisis en estado estacionario. Sin embargo, al tratarse de un acoplamiento de herramientas que no intercambian variables en tiempo real, el modelo no es apto para simulaciones transitorias o control en lazo cerrado.

Se adiciona el estudio desarrollado por Pérez [37], en el cual propone una modelización del ciclo Rankine a cargas parciales mediante el método de Spencer, Cotton y Cannon, implementado en software MATLAB. La elección de este entorno de programación resulta estratégica, pues a diferencia de los simuladores de caja negra, permite al investigador implementar algoritmos personalizados, como ecuaciones de estado no lineales o rutinas de optimización económica. Este enfoque se basa en el equilibrio de entalpías, pérdidas de presión y balances de energía en distintos componentes del ciclo. El estudio proporciona una representación detallada del comportamiento termodinámico del ciclo y, dado que las condiciones de operación son tratadas como constantes para cada iteración, es razonable clasificarlo como un modelo en estado estacionario.

De forma complementaria, muchos investigadores implementan sus modelos en software System Advisor Model (SAM) [30], desarrollado por el National Renewable Energy Laboratory (NREL), puesto que ofrece una plataforma validada para la simu-

lación del rendimiento energético y económico de plantas CSP. Si bien no realiza un modelado detallado del ciclo Rankine a nivel termodinámico, SAM incluye un modelo simplificado del bloque de potencia basado en eficiencia térmica media y curvas de rendimiento asociadas a la temperatura de entrada de vapor. Su enfoque se basa en datos horarios de irradiancia normal directa (DNI), temperatura ambiente y velocidad del viento, lo que permite evaluar el impacto de variabilidad climática en la producción eléctrica y estimar indicadores clave como el rendimiento anual, el factor de planta y el LCOE (Levelized Cost of Energy). Dado que SAM opera sobre perfiles climáticos históricos o proyectados, es especialmente útil para estudios preliminares, dimensionamiento y comparación entre tecnologías CSP en distintas localizaciones geográficas.

Por otro lado, los modelos dinámicos permiten simular el comportamiento del sistema a lo largo del tiempo y son fundamentales para estudiar fenómenos como el arranque y apagado de la planta, el control de válvulas, el almacenamiento térmico o el seguimiento de carga. Plataformas como TRNSYS (Transient System Simulation Tool), MATLAB/Simulink, o incluso herramientas híbridas que combinan módulos termodinámicos con controladores inteligentes, permiten capturar esta variabilidad con alto grado de detalle.

En esta línea, Groeschel [17] desarrolló un modelo dinámico completo del bloque de potencia de una planta CSP de torre central utilizando TRNSYS, donde cada componente (incluidos el intercambiador, turbinas, desgasificador y válvulas) fue modelado como subsistemas individuales interconectados. Este enfoque modular permite estudiar la evolución de variables internas ante transitorios térmicos, facilitando el diseño de estrategias de operación adaptativa. Aunque el modelo tiene como fortaleza su realismo operativo, su principal desafío es el esfuerzo de calibración requerido y la necesidad de integrarse con controladores externos si se desea implementar lógica de control avanzada.

Un enfoque interesante es presentado por Madejski & Muna [25], quienes modelaron la unidad de potencia del ciclo Rankine con balances de energía en pseudoestado estacionario, puesto que los componentes generadores de vapor (caldera, sobrecalentador, etc.) son modelados dinámicamente para representar la variabilidad del recurso solar. La totalidad de su modelo fue en software Epsilon Professional.

No obstante, una limitación recurrente en la mayoría de los modelos revisados (tanto estacionarios como dinámicos comerciales) es la asunción de coeficientes globales de transferencia de calor constantes en el tiempo, correspondientes a condiciones de equipo limpio. Si bien herramientas como SAM permiten aplicar factores de degradación genéricos anuales, carecen de la granularidad necesaria para simular la evolución física del ensuciamiento en los intercambiadores de calor individuales (FWH) en función de las condiciones de operación. Esta carencia es crítica para el desarrollo de estrategias de mantenimiento predictivo, ya que impide evaluar el impacto instantáneo de la degradación térmica sobre el consumo de combustible o la generación eléctrica neta.

En este apartado se ha caracterizado el ciclo Rankine como el núcleo termodinámico de una planta CSP, identificando sus componentes clave y los enfoques más comunes para su modelación. La revisión de la literatura ha mostrado que los modelos estacionarios son adecuados para análisis de eficiencia y diseño, mientras que los dinámicos permiten representar condiciones reales de operación, como el arranque, la variabilidad de la irradiancia y los procesos de control. En la práctica, muchos estudios integran ambos enfoques en esquemas híbridos que equilibran precisión y viabilidad computacional. Este conocimiento técnico será fundamental para el desarrollo del modelo térmico en esta memoria.

2.3.1. Modelos de predicción para turbinas en condiciones fuera de diseño

Para la simulación de ciclos Rankine bajo cargas parciales, una condición operativa inherente a la variabilidad del recurso solar en plantas CSP, la literatura especializada recurre a modelos semi-empíricos capaces de predecir la alteración de las eficiencias isentrópicas y la redistribución de presiones entre etapas cuando el flujo másico se desvía del punto de diseño.

Predicción de la eficiencia isentrópica: Método Spencer-Cotton-Cannon

El método desarrollado por Spencer, Cotton y Cannon [43] se establece como el estándar de la industria para la predicción del rendimiento en turbinas de vapor de gran

capacidad operando fuera de diseño. Este modelo no calcula la eficiencia como un valor único, sino que descompone la expansión en secciones discretas (alta, media y baja presión), determinando primero una eficiencia base a partir del flujo volumétrico, la caída de entalpía isentrópica y la geometría de los álabes en el punto de diseño.

Para condiciones de carga parcial, el método aplica una serie de factores de corrección multiplicativos que penalizan la eficiencia base. Estos factores consideran pérdidas por efectos de válvulas de admisión (governing stage losses), fugas en los sellos, humedad en las etapas de baja presión y pérdidas por velocidad de escape (exhaust loss). Su implementación rigurosa permite obtener curvas de rendimiento muy precisas, aunque requiere un conocimiento detallado de parámetros constructivos, como el área de paso de la etapa de gobierno (governing stage area) y la configuración específica de los álabes, información que frecuentemente es propiedad confidencial del fabricante [43].

Comportamiento hidráulico: Ley de la Elipse de Stodola y su formulación mejorada

La relación entre el flujo másico y la distribución de presiones a lo largo de la turbina se modela tradicionalmente mediante la Ley del Cono o Elipse de Stodola. En su formulación estándar, analizada en profundidad por Cooke [9], esta ley establece que para una turbina o un grupo de etapas con sección de paso fija, el flujo másico $\dot{m}$ es proporcional a la presión de entrada P_{in} , siguiendo una trayectoria elíptica que depende de la presión de salida P_{out} y la temperatura de entrada T_{in} :

$$\dot{m} = C \cdot \sqrt{\frac{P_{in}}{v_{in}}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_{out}}{P_{in}}\right)^2} \quad (2.4)$$

donde C es una constante constructiva y v_{in} el volumen específico a la entrada. Si bien este modelo es robusto para etapas de contrapresión o turbinas de gas, presenta limitaciones en etapas de condensación donde la presión de salida es muy baja o el fluido entra en la zona de vapor húmedo, perdiendo precisión debido a los cambios drásticos en el volumen específico.

Para superar estas limitaciones, investigaciones recientes como las de Sun y Zheng han propuesto una Ley de Stodola Mejorada. Esta reformulación introduce correccio-

nes teóricas que consideran la variación del coeficiente de flujo y la expansión real del vapor en condiciones húmedas, permitiendo predecir con mayor fidelidad la presión en las etapas finales de baja presión (LPT) donde la aproximación de gas ideal del modelo clásico falla. El modelo mejorado ajusta la relación de presiones considerando el efecto de la condensación parcial y la recuperación de presión cinética, resultando indispensable para simulaciones de alta precisión en ciclos que operan frecuentemente a bajas cargas [15].

2.3.2. Metodologías de cálculo térmico en intercambiadores de calor

El cálculo térmico de intercambiadores de calor de dos corrientes se ha consolidado en torno a tres enfoques principales: el método de la efectividad y número de unidades de transferencia (método ε -NTU), el método de la diferencia media logarítmica de temperaturas (DMLT) y un conjunto de métodos analíticos y numéricos que permiten derivar relaciones de efectividad para configuraciones de flujo complejas. La revisión realizada por Sekulić, Shah y Pignotti recopila y clasifica estas metodologías, con énfasis en las distintas formas de obtener relaciones entre efectividad, número de unidades de transferencia y razón de capacidades caloríficas para una amplia gama de arreglos geométricos [42].

El método ε -NTU define la efectividad térmica como la razón entre el calor realmente transferido y el máximo calor teórico posible para un par de corrientes dadas. A partir de los balances de energía en régimen estacionario, la efectividad se expresa como función de parámetros adimensionales, en particular el número de unidades de transferencia y la razón entre capacidades caloríficas. Para configuraciones simples, como flujo paralelo o contracorriente, estas relaciones se obtienen mediante integración directa de las ecuaciones de energía a lo largo del intercambiador, lo que permite determinar campos de temperatura, temperaturas de salida y la efectividad asociada. Este marco se generalizó progresivamente a arreglos más complejos, de modo que hoy se dispone de expresiones cerradas o correlaciones de alta precisión para una variedad de configuraciones cruzadas y de carcasa y tubos de uso industrial [42].

En paralelo, la literatura ha desarrollado otros métodos analíticos que sirven como

herramientas para derivar relaciones de efectividad cuando la integración directa resulta poco manejable. Entre ellos se encuentran los métodos basados en transformadas de Laplace y en el cálculo operacional de Mikusinski, que formulan el problema en el espacio transformado para resolver sistemas de ecuaciones lineales, y las formulaciones en términos de ecuaciones integrales del tipo Volterra, que permiten obtener soluciones en forma de series o expresiones cerradas para ciertos intercambiadores de flujo cruzado. A estos enfoques se suman métodos variacionales y de aproximación, como los esquemas de colocación y los métodos de Galerkin, que aproximan el campo de temperaturas mediante funciones de prueba y conducen a sistemas algebraicos cuyas soluciones se traducen en expresiones aproximadas de la efectividad. También se ha propuesto el formalismo matricial, en el que el intercambiador se descompone en unidades elementales a las que se asocian matrices térmicas que relacionan temperaturas de entrada y salida; combinando estas matrices es posible representar configuraciones complejas, incluidas asociaciones en serie y paralelo de varios intercambiadores [42]. En todos estos casos, el objetivo final es, en general, recuperar una relación de efectividad en función del número de unidades de transferencia y de la razón de capacidades, compatible con el marco ε -NTU.

Los métodos numéricos constituyen otra familia relevante dentro de las metodologías de cálculo. Esquemas basados en diferencias finitas, volúmenes finitos o elementos finitos discretizan las ecuaciones de energía en el dominio del intercambiador y permiten incorporar geometrías arbitrarias, variaciones de propiedades termofísicas y efectos que exceden las idealizaciones clásicas. El resultado natural de estos procedimientos son soluciones puntuales de temperaturas y flujos de calor, que pueden utilizarse para ajustar correlaciones aproximadas de efectividad en función de parámetros adimensionales. De este modo, los métodos numéricos actúan como soporte para extender el repertorio de relaciones ε -NTU a configuraciones que no cuentan con expresiones analíticas disponibles [42].

Cuando se comparan estas familias de métodos desde la perspectiva de modelar intercambiadores en un ciclo Rankine real, la revisión sugiere que el método ε -NTU ofrece el compromiso más adecuado entre generalidad, robustez y facilidad de implementación. En muchos trabajos, los métodos analíticos avanzados, los esquemas variacionales y los métodos numéricos se emplean precisamente como herramientas auxiliares para generar nuevas relaciones entre efectividad, número de unidades de

transferencia y razón de capacidades, que posteriormente se formulan en el lenguaje ε -NTU y se utilizan para análisis de diseño y estudios paramétricos [42]. Esta forma de trabajo permite desacoplar la geometría del intercambiador, encapsulada en el producto del área por el coeficiente global de transferencia, de las condiciones operativas, representadas por los caudales y capacidades caloríficas de cada corriente, lo que resulta especialmente ventajoso en modelos paramétricos sometidos a variaciones de carga y de condiciones de entrada.

Asimismo, aunque existen métodos analíticos avanzados basados en cálculo operacional o formalismo matricial para derivar soluciones exactas en configuraciones complejas, el método ε -NTU dispone de un amplio repertorio de correlaciones cerradas que aproximan con alta fidelidad el comportamiento de los arreglos de flujo típicos en precalentadores de carcasa y tubos (TEMA E o U). Esta característica facilita la integración directa del fenómeno de ensuciamiento en el modelo matemático: la degradación por fouling se introduce simplemente como una resistencia térmica variable que penaliza el coeficiente global de transferencia, reduciendo el valor instantáneo del número de unidades de transferencia y, en consecuencia, la efectividad del equipo, sin requerir la reevaluación de la geometría interna en cada paso de tiempo [42].

2.3.3. Modelos termo-hidráulicos de precalentadores en la literatura

La modelización termo-hidráulica de los precalentadores de agua de alimentación ha sido abordada en la literatura desde perspectivas que varían en complejidad, propósito y nivel de detalle, reflejando la diversidad de configuraciones operativas presentes en ciclos Rankine industriales. Los trabajos iniciales se concentraron principalmente en representaciones estacionarias sustentadas en balances de energía, donde el equipo se concibe como un conjunto de zonas térmicamente diferenciadas que operan en régimen permanente. Esta aproximación, ampliamente descrita en los estándares del Heat Exchange Institute (HEI) [18], se fundamenta en la caracterización de los gradientes térmicos a partir de propiedades termodinámicas de entrada y salida, sin incorporar dinámicas internas asociadas a almacenamiento de energía o redistribución transitoria de vapor y condensado. Estudios como los de González Pariente [35] y Oyedepo et al. [34] demuestran que este enfoque permite capturar con precisión razonable el com-

portamiento global del equipo, especialmente al analizar la influencia de la presión de extracción y del nivel de condensado sobre la eficiencia térmica y los indicadores TTD y DCA.

Con el desarrollo de metodologías de transferencia de calor más rigurosas, surgió un segundo grupo de modelos basados en el método de efectividad y unidades de transferencia, conocido como enfoque ϵ - NTU. En estos trabajos, cada zona funcional del precalentador se caracteriza mediante una efectividad térmica específica, que depende de la relación de capacidades térmicas entre los flujos y del número de unidades de transferencia del equipo. Este tipo de formulación ha sido utilizada en investigaciones centradas en el diseño y optimización de intercambiadores de calor en plantas térmicas convencionales, particularmente para evaluar cómo la geometría del haz tubular, la configuración de deflectores y las propiedades del vapor de extracción afectan la distribución de temperaturas dentro del equipo. Aunque estos modelos proporcionan una descripción más detallada que los balances estacionarios, su implementación requiere parámetros adicionales como coeficientes globales de transferencia de calor y caracterizaciones geométricas precisas, lo que explica que su uso se concentre mayoritariamente en estudios académicos y no en aplicaciones operativas. En este sentido, investigaciones como las reportadas por Hossienalipour et al. [19] y Montané et al. [27] demuestran su utilidad para analizar cambios en el rendimiento térmico del equipo, aunque también señalan limitaciones asociadas a la disponibilidad de datos experimentales de alta fidelidad.

En años recientes, ha emergido una tercera línea de investigación que incorpora explícitamente el carácter dinámico de los fenómenos termo-hidráulicos presentes en los precalentadores. Estos modelos representan la evolución temporal del nivel de condensado, la redistribución de vapor dentro de la carcasa y la acumulación transitoria de energía en las masas metálicas del equipo, lo que permite describir de manera más fiel las condiciones reales de operación. El trabajo de Groeschel [17], desarrollado en TRNSYS para plantas de concentración solar de torre central, constituye un ejemplo notable de esta aproximación. Allí, cada zona del precalentador se modela como un volumen controlado dinámico sujeto a ecuaciones diferenciales que capturan variaciones rápidas de presión y caudal. Este tipo de formulación resulta particularmente relevante en plantas CSP, donde la irradiancia presenta fluctuaciones rápidas que inducen variaciones abruptas en la presión de extracción y, por consiguiente, en el comportamiento

del tren de calentamiento. Sin embargo, la literatura coincide en que estos modelos requieren procesos de calibración complejos y una disponibilidad de datos operativos que no siempre está garantizada, lo que restringe su aplicación a simulaciones avanzadas o herramientas de entrenamiento.

A pesar de los avances descritos, persiste una limitación transversal en la mayoría de los estudios disponibles. Tanto los modelos estacionarios como los métodos ϵ - NTU y los enfoques dinámicos suelen asumir que los coeficientes globales de transferencia de calor permanecen constantes en el tiempo, condición que equivale a suponer que los precalentadores operan en estado limpio. Esta simplificación omite la evolución del ensuciamiento térmico en las superficies de intercambio, fenómeno ampliamente documentado en plantas térmicas y responsable de degradaciones progresivas del UA, aumento del TTD y deterioro de la eficiencia global del ciclo. La ausencia de modelos que representen simultáneamente la termo-hidráulica del equipo y la dinámica del ensuciamiento constituye una brecha significativa, especialmente en el contexto de plantas CSP donde las variaciones de carga y temperatura pueden acelerar procesos de fouling en las zonas de drenaje y condensación.

En síntesis, la literatura muestra una progresión desde modelos estacionarios de baja complejidad, útiles para análisis globales del ciclo, hacia formulaciones dinámicas que capturan fenómenos transitorios internos, aunque con mayores exigencias en términos de parametrización y validación experimental. No obstante, la modelación integrada del tren de calentamiento, que incluya explícitamente la degradación térmica por ensuciamiento y su efecto acumulativo sobre los indicadores operativos TTD y DCA, sigue siendo limitada. Esta situación justifica el desarrollo de herramientas paramétricas capaces de representar simultáneamente el comportamiento térmico del precalentador, la evolución temporal del coeficiente UA y el impacto operativo asociado, especialmente en el marco de plantas de concentración solar donde la variabilidad del recurso puede amplificar la sensibilidad del sistema a la degradación interna del equipo.

2.4. Variables críticas y anomalías operativas en el tren de calentamiento

El desempeño termodinámico de los intercambiadores de calor en una planta de potencia no es estático, sino que está condicionado por variables operativas dinámicas que deben mantenerse dentro de rangos estrictos para garantizar la eficiencia del ciclo. Más allá de la degradación gradual por ensuciamiento, existen anomalías operativas agudas relacionadas con el control de fluidos que impactan de manera inmediata la transferencia de calor y la integridad mecánica de los componentes. Entre estas variables, la gestión del nivel de condensado y la acumulación de gases no condensables constituyen los parámetros más críticos para la operación de los precalentadores cerrados.

2.4.1. El nivel de condensado en precalentadores cerrados

El control del nivel de líquido en la carcasa representa el parámetro operativo de mayor relevancia en los precalentadores regenerativos, pues determina la frontera física entre las zonas de condensación y subenfriamiento. Una operación fuera de los rangos de diseño genera escenarios de falla contrapuestos con severas consecuencias termodinámicas.

Si el nivel de condensado desciende por debajo del umbral de diseño, se rompe el sello hidráulico necesario en la entrada del recinto de la zona de subenfriamiento. Esta condición provoca el fenómeno de ingestión de vapor (steam ingestion), donde el vapor saturado accede directamente a una zona diseñada exclusivamente para líquido. La presencia de vapor en esta sección genera un aumento drástico en la velocidad del fluido y una caída de presión local que induce la vaporización instantánea o flashing del condensado. Este fenómeno no solo anula la capacidad de subenfriamiento, lo que se refleja en un aumento del DCA, sino que genera cavitación y vibración fluidolástica capaz de causar fallas catastróficas por erosión en los tubos [19].

Por el contrario, cuando el nivel de condensado es excesivamente alto, el líquido inunda las filas inferiores de la zona de condensación. Esto reduce el área efectiva de transferencia de calor disponible para el cambio de fase del vapor, penalizando el rendimiento global del equipo. Termodinámicamente, esta anomalía se manifiesta como un

incremento en el TTD, ya que una parte de la superficie diseñada para condensar vapor con alto coeficiente de transferencia queda sumergida en líquido estancado, donde el intercambio es significativamente menos eficiente. Por consiguiente, la determinación del nivel óptimo responde a un compromiso técnico entre maximizar el área de condensación y garantizar la protección contra el flashing en la zona de drenaje [19].

La naturaleza crítica de este límite operativo se evidencia en los resultados experimentales presentados por Hossienalipour et al. [19], quienes caracterizaron el comportamiento térmico de la zona de subenfriamiento ante variaciones de nivel. Como se observa en la Figura 2.9, la relación entre el nivel de líquido y el DCA no es lineal, sino que exhibe una estabilidad asintótica mientras el nivel cubre la entrada del recinto de drenaje. Sin embargo, al descender el nivel por debajo de un umbral específico (cercano a 200 mm en el caso de estudio), se produce una ruptura del comportamiento estable: el DCA experimenta un incremento súbito vertical. Este punto de inflexión sugiere visualmente la ocurrencia de la ingestión de vapor y la pérdida súbita de la capacidad de transferencia de calor, evidenciando la necesidad de establecer márgenes de seguridad operativos estrictos por encima de esta cota crítica.

Para trasladar este análisis fenomenológico a una estrategia de operación segura, la literatura técnica especializada recomienda utilizar la curva DCA-Nivel como herramienta de diagnóstico predictivo. En esta gráfica, el inicio del fenómeno de flashing se identifica visualmente como el punto de inflexión donde el DCA aumenta abruptamente ante un cambio menor en el nivel. Basado en este comportamiento crítico, estándares corporativos sugieren establecer el Nivel Normal de Líquido (NLL) con un margen de seguridad físico, típicamente 2 pulgadas (aproximadamente 50 milímetros) por encima de la cota de quiebre detectada, garantizando así la inmersión completa de la zona de subenfriamiento incluso ante transitorios menores de nivel [26].

2.5. Ensuciamiento (*Fouling*) en el tren de calentamiento del ciclo Rankine

El ensuciamiento térmico es uno de los fenómenos de degradación más relevantes en los intercambiadores de calor del ciclo agua-vapor, afectando en particular a los

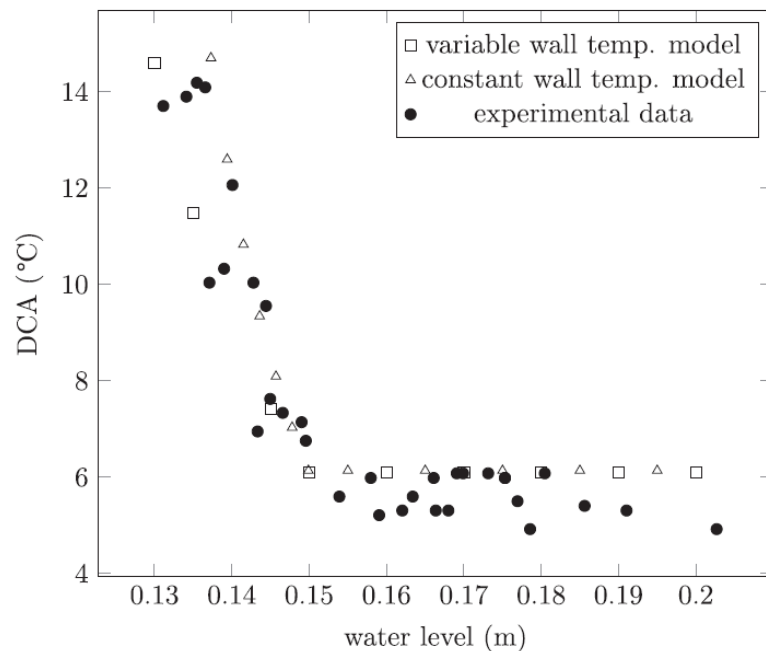


Figura 2.9: Correlación experimental entre el nivel de líquido y el DCA [19].

precalentadores de baja y alta presión, así como al desgasificador. La acumulación de depósitos sobre las superficies de intercambio genera una resistencia térmica adicional que disminuye la efectividad del equipo, alterando indicadores operativos fundamentales como el Terminal Temperature Difference (TTD) y el Drain Cooler Approach (DCA). En sistemas de generación solar de concentración (CSP), donde la estabilidad térmica del ciclo Rankine depende en gran medida del tren de calentamiento, el impacto del fouling es especialmente significativo debido a la sensibilidad del ciclo frente a fluctuaciones en la temperatura del agua de alimentación.

2.5.1. Mecanismos de ensuciamiento

La literatura técnica reconoce múltiples mecanismos de ensuciamiento en equipos del ciclo agua-vapor. Entre los más comunes se encuentra la incrustación por precipitación de sólidos disueltos en el agua de alimentación (scaling). Compuestos como carbonatos de calcio, sílice (en forma de silicatos) o fosfatos pueden volverse menos solubles a elevadas temperaturas, precipitando y depositándose sobre las superficies de intercambio. Estas incrustaciones forman capas aislantes de baja conductividad que aumentan la resistencia al paso del calor y reducen la eficiencia térmica del equipo [33].

Otro mecanismo importante es el fouling por corrosión y erosión: la degradación de materiales metálicos en tuberías y recipientes genera óxidos (por ejemplo, magnetita) y partículas metálicas que pueden adherirse al interior de los tubos, formando depósitos particulados. Incluso con un tratamiento químico del agua adecuado, las fluctuaciones térmicas bruscas y los cambios rápidos en la presión de extracción pueden exacerbar la formación de depósitos. Este comportamiento se debe a que las operaciones transientes (arranques, paradas o cambios de carga) imponen tensiones termo-mecánicas que pueden desprender capas protectoras y arrastrar impurezas al flujo [31]. Diversos estudios en plantas térmicas han documentado cómo la acumulación gradual de depósitos aumenta la resistencia térmica de los intercambiadores y degrada mensurablemente la eficiencia global del ciclo. En suma, mecanismos como la precipitación de sales, la sedimentación de sólidos y la corrosión interna operan simultáneamente en un ciclo Rankine, promoviendo depósitos indeseados particularmente en zonas de baja velocidad de flujo o alta temperatura superficial donde la probabilidad de adherencia es mayor.

2.5.2. Evolución histórica de los modelos de ensuciamiento

Desde el punto de vista de la modelación, el fenómeno de ensuciamiento se representa mediante una resistencia térmica adicional que evoluciona en el tiempo. Aunque los modelos suelen clasificarse en dos tipologías ideales: de crecimiento lineal o asintótico, ambos asumen que el coeficiente global de transferencia de calor se degrada progresivamente hasta alcanzar, en el segundo caso, un valor estable determinado por las condiciones termohidráulicas del sistema.

El desarrollo formal de esta modelación matemática se remonta al trabajo seminal de Kern y Seaton (1959), quienes establecieron la primera descripción fenomenológica capaz de explicar el comportamiento asintótico. Su hipótesis fundamental postulaba que la tasa neta de acumulación de suciedad ($\frac{dR_f}{dt}$) es el resultado de un equilibrio dinámico entre dos mecanismos competitivos: una tasa de deposición constante (ϕ_d) y una tasa de remoción (ϕ_r) que aumenta proporcionalmente al espesor de la capa y al esfuerzo cortante del fluido:

$$\frac{dR_f}{dt} = \phi_d - \phi_r = \phi_d - \gamma \cdot \tau_w \cdot R_f \quad (2.5)$$

donde γ es un parámetro empírico de la adherencia del depósito y τ_w es el esfuerzo de corte en la pared. La integración de esta expresión conduce a la conocida curva de comportamiento asintótico:

$$R_f(t) = R_f^*(1 - e^{-\beta t}) \quad (2.6)$$

Esta base teórica fue refinada posteriormente por Watkinson (1970), quien modificó el término de remoción para reflejar la dependencia entre la fuerza de adhesión del depósito y la resistencia hidrodinámica. Finalmente, la evolución conceptual culminó con la sistematización de Epstein (1983), quien trascendió la ecuación de balance global para descomponer el fenómeno en cinco etapas físicas secuenciales: iniciación, transporte, adherencia, remoción y envejecimiento [28].

Si bien estas aproximaciones teóricas permiten describir las tendencias generales de degradación, presentan limitaciones importantes para su aplicación operativa. En primer lugar, los parámetros constitutivos de los modelos, como las tasas específicas de deposición y remoción, deben ajustarse a partir de datos operativos de largo plazo, lo cual requiere un historial extenso y confiable de la unidad. Además, su carácter semi-empírico implica que la validez del modelo queda restringida a las condiciones para las cuales fue calibrado; cambios significativos en la química del agua, en la geometría del equipo o en el régimen de operación pueden comprometer la precisión de las predicciones.

2.5.3. Distribución zonal del ensuciamiento en precalentadores cerrados

En los intercambiadores de carcasa y tubos del ciclo regenerativo, el fenómeno de ensuciamiento no se manifiesta de manera uniforme, sino que está gobernado por los regímenes de transferencia de calor específicos de cada zona interna. La literatura técnica identifica a la zona de subenfriamiento de drenajes (DC) como la sección más vulnerable a la deposición de partículas [2]. A diferencia de la zona de condensación, donde la turbulencia del cambio de fase y el arrastre continuo de la película de líquido ejercen un cierto efecto de auto-limpieza, el flujo monofásico y las menores velocidades características de la zona de subenfriamiento favorecen la sedimentación de sólidos

suspendidos y la adherencia de productos de corrosión sobre las superficies frías.

Esta acumulación selectiva de depósitos aislantes degrada la capacidad de enfriamiento del condensado, lo cual se correlaciona directamente con un aumento sostenido del parámetro DCA. El análisis termodinámico riguroso de equipos multi-zona, como el desarrollado por Antar y Zubair, ha demostrado que la resistencia térmica por ensuciamiento no se distribuye uniformemente, y que su impacto en la temperatura de salida es función directa de la asignación de áreas entre las zonas de condensación y subenfriamiento [2]. Por otra parte, manuales de ingeniería especializada identifican el monitoreo de la tendencia del DCA como la herramienta primaria para distinguir entre problemas hidráulicos (como rotura de deflectores) y problemas de transferencia de calor (como el ensuciamiento), donde un aumento gradual y estable apunta típicamente a este último [14].

En las zonas de sobrecalentamiento y condensación, el ensuciamiento suele presentarse como capas de óxidos o precipitados químicos provenientes de impurezas volátiles en el vapor. Aunque los coeficientes de película en estas secciones son superiores, la formación gradual de estas capas incrementa la resistencia térmica global, manifestándose operativamente como una desviación progresiva en el TTD.

2.5.4. Particularidades del ensuciamiento bajo régimen variable

La aplicación de los modelos clásicos de ensuciamiento en el contexto de una planta de concentración solar (CSP) presenta desafíos teóricos específicos derivados de la naturaleza transitoria del recurso energético. Como se estableció anteriormente, el modelo asintótico de Kern y Seaton se fundamenta en la existencia de un equilibrio dinámico entre una tasa de deposición y una tasa de remoción, siendo esta última fuertemente dependiente del esfuerzo cortante que el fluido ejerce sobre la pared del tubo [28].

Sin embargo, este equilibrio asume condiciones hidrodinámicas y térmicas constantes. En una planta CSP, la operación cíclica diaria y las variaciones de carga por nubosidad provocan fluctuaciones continuas en el caudal másico y la temperatura del agua de alimentación. Estas variaciones alteran la velocidad de flujo y, por consiguiente, modifican constantemente las fuerzas de arrastre responsables de la remoción de

depósitos. En consecuencia, la curva de ensuciamiento real en un ciclo solar no sigue necesariamente una asíntota suave predecible, sino que puede presentar comportamientos escalonados o de histéresis difíciles de capturar con los factores de ensuciamiento estáticos utilizados convencionalmente en el diseño de intercambiadores.

2.5.5. Impacto en el rendimiento térmico

La acumulación progresiva de material sobre la superficie de transferencia tiene una repercusión directa y cuantificable en la eficiencia del ciclo Rankine. Desde la perspectiva termodinámica, el ensuciamiento actúa añadiendo una resistencia térmica en serie que reduce el coeficiente global de transferencia de calor (U). Esta degradación se manifiesta operativamente como un incremento sostenido en el TTD (Terminal Temperature Difference), lo que indica que el agua de alimentación abandona el precalentador a una temperatura inferior a la de diseño [35].

Esta reducción en la temperatura de salida del tren de regeneración obliga a la fuente de calor principal (en este caso, el receptor solar o el sistema de almacenamiento de sales) a suministrar una mayor cantidad de energía para llevar el fluido de trabajo hasta las condiciones de vapor vivo requeridas, penalizando así la eficiencia térmica global de la planta. Dado que los modelos de simulación convencionales suelen tratar el ensuciamiento como un valor fijo de diseño, carecen de la sensibilidad para evaluar cómo evoluciona este costo energético en el tiempo. Por tanto, se hace indispensable desarrollar una herramienta de modelación que integre la dinámica de crecimiento de la resistencia térmica (R_f) en función de las variables de operación, permitiendo así establecer criterios de limpieza basados en el impacto económico real de la degradación y no en intervalos de tiempo arbitrarios.

2.6. Políticas de limpieza en el tren de calentamiento

La gestión del ensuciamiento en el tren de calentamiento trasciende la mera recuperación de la eficiencia térmica; constituye una variable estratégica que condiciona la operación y rentabilidad del ciclo Rankine. Tal como establecen Qureshi y Zubair, la degradación de los coeficientes de transferencia en equipos clave no solo reduce la

potencia neta disponible, sino que impone sobrecostos operativos directos por mayor consumo específico de energía e indirectos por el lucro cesante durante las paradas de mantenimiento [38]. En el contexto de una planta CSP, donde la fuente térmica es variable y limitada, estas penalizaciones energéticas adquieren una criticidad mayor, pues afectan directamente la autonomía del almacenamiento térmico y el factor de planta.

Si bien las normas de diseño, como los estándares del Heat Exchange Institute (HEI), abordan el problema definiendo factores de ensuciamiento estáticos que sobredimensionan el área de intercambio para compensar la degradación futura [18], la operación real demuestra que mantener el desempeño dentro de estos márgenes requiere intervenciones periódicas. La definición de estas políticas de limpieza enfrenta un compromiso complejo que debe satisfacer simultáneamente tres objetivos: la restauración termodinámica de los valores de diseño de TTD y DCA para maximizar la eficiencia del ciclo regenerativo [2]; la preservación de la integridad mecánica, evitando que la acumulación de depósitos genere corrosión bajo depósito o gradientes térmicos excesivos que fatiguen los tubos [28]; y la viabilidad económica, la cual exige equilibrar el costo directo de la intervención frente a la penalización monetaria por la energía no generada al operar con el equipo sucio.

2.6.1. Importancia de la limpieza en el tren de calentamiento

La implementación de estas políticas no es trivial debido a las restricciones constructivas de los equipos. Los precalentadores de alta presión, configurados típicamente con haces tubulares en "U" (TEMA U) y zonas internas confinadas, presentan dificultades significativas para la limpieza mecánica convencional. Esta geometría obliga a recurrir a métodos de limpieza química (Chemical Cleaning) o hidrolimpieza especializada, procesos que requieren la desconexión del equipo (off-line) y, por tanto, una planificación rigurosa para minimizar el impacto en la disponibilidad de la planta [18]. Complementariamente, aunque los tratamientos químicos del agua, como los esquemas todo-volátil oxidantes, actúan como barrera preventiva para reducir la tasa de deposición de óxidos [44], no eliminan la necesidad de intervenciones correctivas a largo plazo.

En este escenario, la práctica convencional de programar limpiezas basadas en ca-

lendario o en paradas mayores resulta ineficiente, pues no considera la evolución real de la resistencia térmica (R_f) bajo las condiciones variables de una planta solar. Por consiguiente, la literatura especializada sugiere transitar hacia estrategias de mantenimiento basadas en la condición, donde la decisión de intervenir se fundamente en la cuantificación monetaria de la degradación instantánea [28]. La integración del fenómeno de ensuciamiento en herramientas de simulación del ciclo Rankine se vuelve entonces indispensable, ya que solo mediante un modelo que capture la dinámica del TTD y DCA, y su impacto en la generación eléctrica, es posible comparar escenarios y determinar la frecuencia de limpieza óptima que maximice el beneficio económico neto de la instalación.

2.7. Síntesis y brechas del estado del arte

El estado del arte desarrollado en este capítulo ha abordado, en primer lugar, la integración del ciclo Rankine regenerativo en el contexto de plantas de torre central, identificando a los precalentadores y al desgasificador como componentes críticos para el rendimiento térmico global. Se profundizó en la arquitectura constructiva de estos equipos, detallando la zonificación termodinámica en los intercambiadores de alta presión (desobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento) y las particularidades del diseño de desgasificación tipo spray, validando el uso de indicadores de desempeño como el TTD y el DCA para el monitoreo de su salud operativa [2]. Asimismo, se analizó el fenómeno de ensuciamiento desde su física fundamental, contrastando los modelos asintóticos clásicos con las limitaciones que imponen las variaciones de carga propias de la tecnología solar, y se revisaron las estrategias de mantenimiento, estableciendo que la limpieza no es solo una acción correctiva, sino una decisión tecno-económica que debe equilibrar costos de intervención y pérdidas por eficiencia [28], [38].

A partir de esta revisión se detectan brechas significativas en la literatura y la práctica actual. La mayoría de los estudios sobre fouling se centran en centrales de carga base, donde las condiciones de operación son estables, ignorando el efecto del ciclaje térmico y la operación a carga parcial característicos de una planta CSP sobre la tasa de acumulación de depósitos. Adicionalmente, las herramientas de modelado existentes suelen simplificar el ensuciamiento mediante factores de resistencia fijos, lo que impi-

de evaluar la degradación dinámica de la transferencia de calor en las distintas zonas del equipo y su impacto real en el riesgo de fenómenos como el flashing en la zona de drenaje o la pérdida de potencia neta en el tiempo [2], [35].

En consecuencia, existe una carencia de metodologías que integren, en un mismo entorno de simulación, la caracterización detallada de equipos de geometría compleja (TEMA NEU y spray-type), la evolución temporal de la resistencia térmica y la optimización económica del mantenimiento. La presente memoria busca cubrir este vacío desarrollando una herramienta paramétrica capaz de modelar el comportamiento del ciclo bajo condiciones de ensuciamiento variable, permitiendo así diseñar una política de limpieza basada en la condición real de los equipos y adaptada a la realidad operativa de una planta termosolar.

Capítulo 3

Modelo termodinámico de ciclo Rankine en planta CSP

La caracterización técnica de los equipos de intercambio térmico y la identificación de las variables críticas de operación, abordadas en el capítulo anterior, constituyen la base teórica necesaria para el análisis del desempeño de la planta. Sin embargo, para cuantificar el impacto económico del ensuciamiento y evaluar estrategias de mantenimiento, es indispensable trascender la descripción fenomenológica y disponer de una herramienta matemática capaz de reproducir el comportamiento del sistema bajo diversas condiciones de carga. La complejidad de una planta de concentración solar de torre central, con sus múltiples etapas de regeneración y configuraciones específicas de equipos, hace insuficiente el uso de modelos genéricos o factores de corrección estáticos.

En este contexto, el presente capítulo tiene por objetivo modelar el ciclo Rankine de la planta CSP de torre central en una herramienta de simulación, incorporando sus principales componentes y procesos físicos. Este desarrollo busca construir un modelo termodinámico del ciclo capaz de replicar fielmente el balance de masa y energía en el punto de diseño y de predecir el comportamiento del sistema ante condiciones de carga parcial. De esta forma, se establece una línea base de rendimiento o "condición limpia" validada en el rango operativo de alcance, sobre la cual será posible posteriormente introducir las perturbaciones asociadas a las anomalías operativas y a la degradación temporal por ensuciamiento, aislando sus efectos sobre la eficiencia global y la generación neta de potencia.

3.1. Metodología de modelado

3.1.1. Herramienta de simulación y propiedades de los fluidos

La selección del entorno computacional se fundamenta en las conclusiones obtenidas en la revisión del estado del arte (Sección 2.3), donde se identificó que los modelos implementados en plataformas de programación matemática abierta ofrecen ventajas significativas sobre los simuladores de procesos convencionales para este tipo de estudio. Tal como demuestra Pérez [37] en su modelización de ciclos a cargas parciales, el uso de MATLAB permite al investigador trascender las limitaciones de las "cajas negras" comerciales, habilitando la codificación de algoritmos personalizados necesarios para integrar ecuaciones de estado no lineales y rutinas de optimización económica.

Esta flexibilidad es indispensable para los objetivos de esta memoria, ya que se requiere acoplar el modelo termodinámico con subrutinas de degradación temporal por ensuciamiento que no forman parte de las librerías estándar. Para garantizar la precisión termodinámica de los cálculos dentro de este entorno, todas las propiedades del fluido de trabajo (agua y vapor) se determinan utilizando la formulación estándar industrial IAPWS-IF97 (International Association for the Properties of Water and Steam - Industrial Formulation 1997) [21]. La integración de estas tablas de vapor se realiza mediante librerías de funciones dedicadas (como XSteam), asegurando que cada punto del ciclo cumpla con las ecuaciones de estado oficiales con un error despreciable respecto a los datos de diseño.

Complementariamente, para la caracterización del fluido de transferencia de calor (HTF) utilizado en el sistema de sales fundidas, el modelo incorpora las correlaciones empíricas específicas proporcionadas por la planta de estudio. A diferencia del ciclo agua-vapor, cuyas propiedades son universales, el comportamiento termodinámico de la mezcla binaria de sales (nitratos de sodio y potasio) se rige por curvas polinómicas de calor específico (c_p) y densidad en función de la temperatura, validadas para el rango de operación del bloque de potencia. La entalpía del fluido caloportador en los intercambiadores del generador de vapor se determina, por tanto, mediante la integración de la función de capacidad calorífica específica suministrada en la documentación de ingeniería básica del proyecto [12], la cual se ajusta a las propiedades típicas de la mezcla binaria de sales solares, definida en ecuación 3.1.

$$c_{p,sal}(T) = 1443 + 0,172 \cdot T \quad (3.1)$$

donde T es la temperatura en grados Celsius ($^{\circ}\text{C}$) y el calor específico $c_{p,sal}$ se expresa en $\text{J}/(\text{kg}\cdot^{\circ}\text{C})$.

3.1.2. Arquitectura del modelo y supuestos generales

La estructura lógica del simulador se ha diseñado con un enfoque modular, aprovechando la capacidad de MATLAB para gestionar funciones independientes. En este esquema, cada componente principal del ciclo se representa mediante un bloque de código autónomo encargado de resolver sus propios balances locales de masa y energía. Estos módulos se integran posteriormente en un algoritmo solver iterativo que garantiza la convergencia global de las variables de presión, temperatura y caudal en todos los nodos de interconexión del sistema. Esta arquitectura modular facilita la escalabilidad del modelo y permite modificar de forma aislada las subrutinas de los equipos (por ejemplo, para introducir ecuaciones de ensuciamiento) sin alterar la lógica del balance global.

Hipótesis de estado cuasi estacionario.

La estrategia de simulación temporal adopta una aproximación de estado cuasi estacionario. Esta decisión metodológica se fundamenta en el análisis realizado en la revisión del estado del arte (Sección 2.3), donde se identificó que, para los propósitos de evaluación energética y económica en plantas CSP, los modelos de régimen permanente evaluados en intervalos discretos ofrecen un equilibrio adecuado entre precisión y costo computacional [37].

La validez física de esta hipótesis se apoya en la diferencia de escalas de tiempo entre los fenómenos involucrados. Por un lado, la dinámica de los fluidos y la transferencia de calor en el ciclo Rankine se estabilizan en el orden de segundos o minutos. Por otro lado, el crecimiento de la capa de ensuciamiento se desarrolla en escalas de horas, días o semanas. En consecuencia, la operación continua se representa como una sucesión de estados de equilibrio estático calculados en pasos de tiempo definidos, asumiendo que el sistema alcanza instantáneamente el equilibrio termodinámico en cada intervalo ante las nuevas condiciones de borde.

Supuestos termodinámicos simplificadorios

Con el fin de acotar el alcance del modelo y centrar el análisis en los fenómenos de transferencia de calor relevantes para el estudio del ensuciamiento, se establecen ciertas idealizaciones sobre procesos secundarios. En primer lugar, se supone que los equipos principales del ciclo están térmicamente aislados del ambiente, es decir, sin pérdidas de calor hacia el entorno, mientras que en las líneas de conexión entre equipos se representa el intercambio térmico con el ambiente mediante un modelo simplificado de pérdidas de temperatura a lo largo del recorrido. De este modo, se capturan los efectos térmicos en el transporte de fluido sin introducir un modelo completo de conducción y convección transiente en la red de tuberías.

Asimismo, en los nodos donde convergen múltiples corrientes, como en el desgasificador o en las mezclas de drenajes, se considera que el proceso de mezcla es instantáneo e isobárico.

Finalmente, las pérdidas de carga por fricción en las tuberías de vapor vivo y líneas de extracción se modelan mediante factores de caída de presión porcentuales respecto a la presión de línea, mientras que las variaciones de presión en los intercambiadores se ajustan dinámicamente en función del caudal másico. Esta formulación permite capturar el efecto hidráulico del ensuciamiento sobre las condiciones de operación de los equipos en etapas posteriores del análisis.

Definición de fronteras y alcance de equipos modelados

Dada la orientación de esta memoria hacia el análisis de sensibilidad y desempeño térmico, la arquitectura del modelo establece una distinción funcional estricta entre los equipos de transferencia de calor y la turbomaquinaria. El núcleo de la simulación abarca la totalidad de las superficies de intercambio térmico de la planta, incluyendo no solo el tren de regeneración (precalentadores y desgasificador), sino también el sistema de generación de vapor (economizador, evaporador y sobrecalentador) y el sistema de rechazo de calor (aerocondensador). Estos componentes se modelan mediante ecuaciones fenomenológicas que resuelven las condiciones termodinámicas de salida en función de las condiciones de entrada y de los parámetros constructivos definidos, tales como el coeficiente global de transferencia (UA) y la geometría interna.

En contraste, la turbina de vapor y las bombas de impulsión actúan en el modelo como condiciones de contorno o bloques de frontera. Esto implica que la herramienta no simula las curvas características ni la aerodinámica interna de la expansión; en su lugar, las condiciones de las extracciones de vapor (presión y temperatura) y la descarga de las bombas se ingresan como datos de entrada requeridos al operador o se interpolan a partir de los balances térmicos de referencia. Esta estrategia de desacople permite aislar el comportamiento térmico de los intercambiadores, estableciendo una línea base robusta donde la capacidad de transferencia (UA) se mantiene fija según el diseño, permitiendo que futuras desviaciones en las temperaturas de salida sean atribuibles a cambios en las variables operativas o, en etapas posteriores del estudio, a la degradación por ensuciamiento.

3.2. Modelos independientes de componentes

Una vez definida la arquitectura general del modelo y las bases termodinámicas para el cálculo de propiedades, es necesario detallar las ecuaciones gobernantes que describen el comportamiento físico de cada equipo. De acuerdo con el enfoque modular adoptado, la formulación matemática se estructura en bloques funcionales independientes, donde cada componente se modela mediante la aplicación rigurosa de los principios de conservación de masa y energía.

A continuación, se presentan los sistemas de ecuaciones implementados para caracterizar la transferencia de calor y el cambio de fase en los equipos críticos del ciclo, diferenciando entre aquellos modelados fenomenológicamente (como los intercambiadores) y aquellos tratados mediante condiciones de contorno o correlaciones empíricas (como la turbomaquinaria y las líneas de transporte). Este desglose matemático constituye el núcleo del algoritmo de simulación, permitiendo determinar las condiciones de salida de cada corriente a partir de sus parámetros de entrada y las características geométricas o de diseño del componente.

3.2.1. Turbomaquinaria

Dada la orientación específica de esta memoria hacia el análisis de la degradación térmica en los equipos estáticos del tren de regeneración, el modelado de la turbomaquinaria, comprendiendo tanto los cuerpos de la turbina de vapor (alta, media y baja presión) como las bombas de condensado y agua de alimentación, se aborda mediante una estrategia de condiciones de contorno impuestas. A diferencia de los intercambiadores de calor, donde se resuelven las ecuaciones de transferencia para determinar la temperatura de salida, estos equipos activos se tratan como nodos de frontera que definen las condiciones de presión y entalpía requeridas por el ciclo, sin simular sus curvas características aerodinámicas o hidráulicas internas.

Turbinas de vapor y extracciones

Para las etapas de expansión, se evaluó preliminarmente el uso de modelos predictivos semi-empíricos descritos en la revisión bibliográfica (Sección 2.3.1), tales como el método de Spencer-Cotton-Cannon para la eficiencia isentrópica y las leyes de Stodola para el comportamiento a carga parcial. Sin embargo, la implementación de estas correlaciones arrojó desviaciones significativas respecto al balance de masas y energía de referencia de la planta, debido fundamentalmente a la carencia de coeficientes geométricos propietarios del fabricante necesarios para su calibración.

Sin embargo, la aplicación de estos modelos teóricos arrojó desviaciones significativas respecto al balance de masas y energía de referencia de la planta, atribuibles principalmente a la indisponibilidad de coeficientes geométricos específicos de la máquina instalada (como ángulos de salida de álabes o áreas de paso efectivas). Dada la necesidad de contar con una base termodinámica precisa para la simulación de los intercambiadores, se decidió desestimar la predicción aerodinámica interna y adoptar una estrategia de condiciones de contorno impuestas.

Bajo este esquema, la turbina no se modela como un componente activo, sino como una serie de nodos de frontera. Las variables de estado (P_{ext} , T_{ext}) en cada puerto de extracción se tratan como parámetros de entrada independientes. El modelo está diseñado para que estos valores sean ingresados directamente por el operador basándose en la lectura de datos del sistema SCADA en tiempo real, lo que permite simular

condiciones operativas específicas. En caso de no disponer de datos en tiempo real, el operador puede optar por utilizar valores del balance de referencia, asumiendo que esta decisión conlleva una pérdida de representatividad respecto a la condición instantánea de la planta, pero asegura la convergencia numérica del ciclo base.

Bombas de condensado y agua de alimentación

De manera análoga, para el sistema de bombeo (compuesto principalmente por las bombas de extracción de condensado y las bombas de alimentación principal) se exploró inicialmente una modelación hidráulica detallada. Este enfoque contemplaba la integración de las curvas características de altura-caudal ($H - Q$) y eficiencia suministradas por el fabricante, aplicando las leyes de semejanza o afinidad para predecir el punto de operación ante variaciones de la velocidad rotacional.

Sin embargo, la operación real de estos equipos en la planta está gobernada por variadores de frecuencia que responden dinámicamente a lazos de control de nivel y presión interconectados. La replicación fiel de esta lógica de control automatizada y su respuesta transitoria introduce un nivel de complejidad y acoplamiento dinámico que excede el alcance termodinámico de este estudio. En consecuencia, se determinó que modelar la hidráulica sin incorporar el sistema de control conduciría a resultados poco representativos de la operación real.

Por tal motivo, el objetivo del modelo en estos puntos se restringe a fijar la condición de entrada para los intercambiadores subsiguientes, tratando la presión de descarga y la temperatura del fluido a la salida de las bombas como parámetros de entrada definidos por el operador. Esta simplificación asume implícitamente que los variadores de frecuencia actúan eficazmente para mantener las consignas de presión requeridas en cada nivel de carga, permitiendo así desacoplar la eficiencia mecánica del bombeo de la matriz de solución y aislar matemáticamente el comportamiento térmico de los intercambiadores de calor.

3.2.2. Sistema de rechazo de calor: Aerocondensador

El modelado del sistema de rechazo de calor, constituido por el aerocondensador (ACC), tiene como objetivo principal determinar la presión de vacío o contrapresión (backpressure) a la salida de la turbina de baja presión, variable que define el límite inferior de la expansión del vapor y, en consecuencia, el salto entálpico disponible en la turbina y la eficiencia del ciclo de potencia. Debido a la complejidad de los fenómenos de transferencia de calor aire-vapor y a la dependencia de la geometría específica de los ventiladores y haces de tubos aleteados, se optó por un enfoque de modelado basado en curvas de desempeño.

Este modelo utiliza las correlaciones técnicas proporcionadas por el fabricante, las cuales se implementaron en MATLAB mediante una regresión de superficie (surface fitting). Específicamente, la presión de operación del aerocondensador (P_{cond}) se determina a través de una función polinómica de grados mixtos ajustada a partir de la matriz de datos de garantía (P_{matrix}), utilizando la temperatura ambiente de bulbo seco (T_{amb}) y el factor de carga de la planta (F_{carga}) como variables predictoras, su expresión matemática se muestra en ecuación 3.2.

$$P_{cond} = f(F_{carga}, T_{amb}) = \sum_{i=0}^2 \sum_{j=0}^3 p_{ij} \cdot F_{carga}^i \cdot T_{amb}^j \quad (3.2)$$

donde p_{ij} son los coeficientes del modelo ajustado (tipo poly23), correspondiendo a una dependencia cuadrática respecto a la carga ($i = 0, 1, 2$) y cúbica respecto a la temperatura ($j = 0, 1, 2, 3$). La revisión de la literatura, específicamente la sección 2.3, declara a SAM como un software validado internacionalmente y este presenta regresiones en los bloques de potencia para caracterizar su desempeño. Al implementar este ajuste de superficie, el presente modelo replica dicha arquitectura lógica de cálculo, permitiendo capturar con fidelidad la naturaleza no lineal de la presión de condensación frente a variaciones climáticas y operativas. De esta forma, se garantiza una condición de borde dinámica y numéricamente estable para el escape de la turbina, dotando a la herramienta de una base metodológica robusta y coherente con los estándares de simulación de la industria CSP.

Para la determinación del estado termodinámico a la salida del equipo, el modelo asume la hipótesis de cambio de fase completo sin subenfriamiento. Bajo esta premisa, se considera que la presión de descarga de la turbina se mantiene constante a través del

aerocondensador (despreciando caídas de presión en los ductos de vapor de escape) y que el fluido abandona el equipo como líquido saturado. Consecuentemente, la entalpía del condensado (h_{cond}) se calcula utilizando las funciones de la librería IAPWS-IF97 en MATLAB, evaluada a la presión de condensación obtenida y calidad de vapor igual a cero ($x = 0$):

$$h_{cond} = h_{liq,sat}(P_{cond}) \quad (3.3)$$

Este enfoque asegura que el punto de inicio del tren de calentamiento (succión de bombas de condensado) sea consistente con las condiciones ambientales instantáneas y las curvas de operación reales de la planta, estableciendo una condición de borde flotante para el resto del ciclo.

3.2.3. Sistema Generador de Vapor (GDV)

El Sistema Generador de Vapor (GDV) actúa como la interfaz térmica principal entre el ciclo de sales fundidas (proveniente del receptor o tanques de almacenamiento) y el ciclo Rankine. Su función es transferir la energía térmica del fluido caloportador hacia el agua de alimentación para producir vapor vivo y recalentado a las condiciones de presión y temperatura requeridas por la turbina. Este subsistema se configura típicamente como un tren de intercambiadores de calor, compuesto funcionalmente por cuatro etapas: Economizador, Evaporador, Sobrecalentador y Recalentador.

Para la modelación matemática de estos equipos, se adopta el método de la Efectividad - Número de Unidades de Transferencia (ε -NTU). Esta elección se fundamenta en las conclusiones del análisis comparativo de metodologías de cálculo presentado en la Sección 2.3.2, donde se identificó que el enfoque ε -NTU ofrece ventajas decisivas para problemas de evaluación de desempeño en modelos paramétricos. Al desacoplar la geometría del intercambiador de las variables operativas iterativas, este método permite determinar las temperaturas de salida de manera algebraica y robusta, facilitando la convergencia del balance global del ciclo ante variaciones de carga. A continuación, se detalla la aplicación específica de esta formulación para cada componente del tren de generación de vapor.

Economizador

El economizador es el primer equipo del tren de generación de vapor, encargado de elevar la temperatura del agua de alimentación hasta una condición próxima a la saturación utilizando el calor sensible de las sales fundidas. Constructivamente, este equipo se define bajo la clasificación TEMA NGU. Esta designación implica una configuración robusta compuesta por un cabezal frontal estacionario tipo N (canal y placa tubular integrales con tapa desmontable), un haz tubular tipo U que permite la libre expansión térmica, y una carcasa tipo G (Split Flow). En esta configuración de flujo dividido, el fluido de la carcasa (sales) ingresa por el centro y se divide longitudinalmente gracias a un deflector central, lo que optimiza simultáneamente la caída de presión y la transferencia de calor en unidades de gran longitud.

Desde el punto de vista termodinámico, el economizador aprovecha el nivel de temperatura relativamente elevado de las sales a la salida del receptor para precalentar el agua antes de su ingreso a los equipos de vaporización y sobrecalentamiento. Al incrementar la entalpía del agua en esta etapa, se reduce la fracción de energía que debe suministrarse posteriormente en las zonas de cambio de fase, se suavizan los gradientes térmicos y se mejora la eficiencia global del ciclo Rankine. El diseño NGU permite acomodar dilataciones diferenciales entre carcasa y haz tubular y mantener coeficientes de transferencia competitivos en un entorno con grandes saltos de temperatura entre agua y sales.

El modelo térmico adoptado se basa en el método de ε -NTU. Se considera un intercambiador de dos corrientes en régimen estacionario, sin acumulación de energía interna, con propiedades termofísicas evaluadas a partir de la temperatura media de cada fluido y sin conducción axial significativa. El agua de alimentación circula por el lado de los tubos, mientras que las sales lo hacen por el lado de la carcasa en configuración de flujo dividido con dos pasos de carcasa efectivos.

En una primera etapa se definen las capacidades caloríficas de cada corriente a partir del caudal másico y del calor específico evaluado en las condiciones de entrada. Estas se expresan como:

$$C_c = \dot{m}_{agua} \cdot c_{p,agua}(T_{c,in}, P_{c,in}); \quad C_h = \dot{m}_{sal} \cdot c_{p,sal}(T_{h,in}) \quad (3.4)$$

A partir de estas capacidades se obtiene la razón de capacidades, que caracteriza la asimetría del intercambio térmico entre la corriente caliente y la fría:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.5)$$

El número de unidades de transferencia se calcula en función del coeficiente global de diseño y del área efectiva de intercambio del economizador. En el modelo, la geometría interna y las características constructivas del haz quedan encapsuladas en el producto $U_{servicio} \cdot A_{eff}$:

$$NTU = \frac{U_{servicio} \cdot A_{eff}}{C_{min}} \quad (3.6)$$

Dado que el equipo opera con N pasos de carcasa ($N = 2$), el cálculo de la efectividad se realiza en dos etapas. Primero, se determina la efectividad parcial de un solo paso de carcasa (ε_1), utilizando el valor de NTU por paso ($NTU_1 = NTU/N$) en la correlación estándar para intercambiadores 1-2:

$$\varepsilon_1 = 2 \left[1 + C_r + \sqrt{1 + C_r^2} \cdot \left(\frac{1 + \exp(-NTU_1 \sqrt{1 + C_r^2})}{1 - \exp(-NTU_1 \sqrt{1 + C_r^2})} \right) \right]^{-1} \quad (3.7)$$

Posteriormente, se obtiene la efectividad global del arreglo (ε_{total}) mediante la relación de composición en serie para N pasos idénticos:

$$\varepsilon_{total} = \frac{\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^N - 1}{\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^N - C_r} \quad (3.8)$$

Una vez determinada la efectividad global del economizador, el calor transferido se obtiene como una fracción del máximo calor teórico posible entre ambas corrientes. La potencia térmica intercambiada se calcula en función de C_{min} , de la diferencia de temperatura a la entrada y de la efectividad global dada por la ecuación 3.8. Con este calor se actualizan las temperaturas de salida de agua y sales mediante balances de energía sencillos, manteniendo constantes los caudales másicos en cada lado.

Una vez determinada la efectividad global del economizador, el calor transferido se obtiene como una fracción del máximo calor teórico posible entre ambas corrientes, siguiendo ecuación 3.9. Luego, el calor realmente transferido se obtiene con ecuación 3.10 y con este calor se actualizan las temperaturas de salida de agua y sales mediante balances de energía sencillos, manteniendo constantes los caudales másicos en cada lado, tal como indica la ecuación 3.11.

$$Q_{max} = C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (3.9)$$

$$Q = \varepsilon Q_{max} \quad (3.10)$$

$$T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{Q}{C_h}, \quad T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{Q}{C_c} \quad (3.11)$$

La caída de presión en el lado del agua se representa en este modelo mediante una pérdida de carga global asociada al diseño del haz y a las pérdidas distribuidas y localizadas del lado de tubos de $\Delta P = 0,620$ bar.

Evaporador

El evaporador es el segundo equipo del tren de generación de vapor y tiene por función transformar el agua de alimentación líquida en vapor saturado empleando el calor sensible de las sales fundidas. De acuerdo con la hoja de especificaciones, el equipo se encuentra clasificado bajo la designación TEMA BEU, con disposición horizontal. Esta tipología corresponde a un cabezal frontal tipo B (bonete con tapa desmontable), una carcasa tipo E (un solo paso de carcasa) y un cabezal trasero tipo U, lo que implica un haz tubular en U que permite la libre dilatación térmica. En servicio, las sales fundidas circulan por el lado de la carcasa, mientras que la mezcla agua-vapor lo hace por el lado de los tubos en lazo natural junto con el tambor de vapor.

Desde el punto de vista termodinámico, el evaporador se modela como un intercambiador en el que el lado de las sales opera en régimen monofásico de enfriamiento, mientras que el lado de agua de alimentación experimenta cambio de fase a presión prácticamente constante. La presión de operación del evaporador se asume igual a la del tambor de vapor, de modo que la temperatura de salida del agua se encuentra fijada por la condición de saturación. En el modelo, la temperatura y entalpía de salida del lado de agua (feedwater) se obtienen a partir de propiedades termodinámicas del agua pura

$$T_{fw,out} = T_{sat}(P_{eva}), \quad h_{fw,out} = h_v(P_{eva}) \quad (3.12)$$

donde T_{sat} y h_g representan, respectivamente, la temperatura de saturación y la entalpía del vapor saturado a la presión de operación del evaporador.

La circulación entre evaporador y tambor de vapor se realiza en lazo natural mediante bajantes (downcomers) y elevadores (risers). En el modelo global del ciclo se considera que el caudal másico que abandona el evaporador en forma de vapor hacia el sobrecalentador es ligeramente inferior al caudal que ingresa como agua líquida, debido a las recirculaciones internas entre evaporador y tambor. Esta condición se representa mediante un balance de masa simple:

$$\dot{m}_{vapor} = 0,995 \cdot \dot{m}_{fw,in} \quad (3.13)$$

$$\dot{m}_{recirc} = \dot{m}_{fw,in} - \dot{m}_{vapor} \quad (3.14)$$

Cabe destacar que el factor de 0,995 utilizado en la ecuación 3.13 se obtuvo considerando los balances de masa y energía de referencia de la planta. Es importante señalar que la hoja de datos del equipo no explicita un porcentaje de conversión estándar, pero sí desglosa los flujos de fluido total, vapor de entrada/salida y agua líquida. Al analizar dichos datos de diseño, se observa que el vapor de salida representa un 24,8 % respecto al fluido total circulante, no obstante, este valor contempla la tasa de recirculación interna propia del equipo. Dado el enfoque del presente modelo, no es evaluada la dinámica de recirculación interna, por lo que, se prescinde del uso de la variable de fluido total y se opta por definir la producción de vapor exclusivamente en función del líquido de entrada.

La fracción recirculada ($\dot{m}_{recirc}$) se devuelve al tambor de vapor como mezcla agua-vapor que continúa participando del circuito de circulación natural. Desde esta recirculación se deriva una corriente lateral que se somete a una expansión flash hasta la presión de la extracción de turbina que alimenta el desgasificador, generando una mezcla bifásica. La fase vapor resultante se envía al tren de alimentación del desgasificador, donde se mezcla con el vapor de extracción y contribuye al calentamiento y desgasificación del agua de alimentación, mientras que la fase líquida remanente retorna al circuito asociado al tambor. Esta interacción se detalla en la sección dedicada al desgasificador.

El lado de las sales se trata como una corriente monofásica que cede calor a la mezcla agua–vapor. Su potencia térmica intercambiada se calcula a partir de un balance de energía global en el evaporador:

$$Q_{eva} = \dot{m}_{fw,out} (h_{fw,out} - h_{fw,in}) \quad (3.15)$$

$$Q_{eva} = \dot{m}_{sal} c_{p,sal} (T_{sal,in} - T_{sal,out}) \quad (3.16)$$

donde $h_{fw,in}$ corresponde a la entalpía del agua a la entrada del evaporador, determinada por el economizador, y $c_{p,sal}$ es el calor específico medio de las sales en el rango de operación. La igualdad entre 3.15 y 3.16 permite obtener la temperatura de salida de las sales en función de las condiciones de entrada y del caudal másico.

En este marco, el evaporador no se modela mediante una relación de efectividad ε –NTU, sino como un equipo de cambio de fase gobernado por la presión de operación y por los balances de masa y energía. La geometría y el diseño constructivo del intercambiador se encapsulan en el coeficiente global de transferencia y en el área efectiva, pero su efecto se incluye de manera indirecta a través de la diferencia de temperatura entre sales y agua y del dimensionamiento original de la unidad. Esta formulación es suficiente para capturar el papel del evaporador dentro del modelo paramétrico del ciclo Rankine, donde lo relevante es la transición de agua comprimida a vapor saturado, la interacción hidráulica con el tambor de vapor y la distribución de caudales entre la recirculación interna y el flujo que continúa hacia las etapas de sobrecalentamiento y desgasificación.

Sobrecalentador

El sobrecalentador es el equipo encargado de elevar la temperatura del vapor principal desde la condición de saturación entregada por el evaporador hasta el nivel de energía requerido a la entrada de la turbina de alta presión. Según la hoja de datos del fabricante, este equipo se clasifica bajo la designación específica TEMA NMU, correspondiendo constructivamente a un intercambiador multitubo de tipo horquilla (hairpin) con haz tubular no removible. Esta configuración geométrica especializada permite manejar eficazmente las dilataciones térmicas diferenciales severas que ocurren entre la

carcasa y los tubos debido al alto gradiente de temperatura entre el vapor y las sales fundidas.

Para la modelación matemática, se asume un esquema de flujo en contracorriente pura. El cálculo de las propiedades termofísicas presenta una particularidad en este componente: debido a que el vapor ingresa en condiciones de saturación, su calor específico (c_p) experimenta variaciones drásticas en la zona de transición de fase (divergencia cerca de la línea de saturación), lo que introduce inestabilidades numéricas si se evalúa puntualmente. Para subsanar esto y garantizar la convergencia del balance de energía con respecto a los datos de referencia, el modelo adopta un calor específico efectivo constante ($c_{p,eff}$) para el lado vapor, determinado mediante calibración paramétrica para minimizar el error global del balance.

El algoritmo de solución sigue el método ε -NTU. Primero, se determinan las tasas de capacidad calorífica, utilizando la correlación polinómica para las sales y el valor efectivo calibrado para el vapor:

$$C_h = \dot{m}_{sal} \cdot c_{p,sal}(T_{h,in}); \quad C_c = \dot{m}_{vap} \cdot c_{p,eff} \quad (3.17)$$

Con estos valores se definen la capacidad mínima (C_{min}), la máxima (C_{max}) y la relación de capacidades (C_r). Por menores diferencias respecto a la referencia, el parámetro adimensional NTU se calcula utilizando el coeficiente global de transferencia de calor en condición limpia (U_{clean}) y el área efectiva del equipo, según los datos de diseño:

$$NTU = \frac{U_{clean} \cdot A_{eff}}{C_{min}} \quad (3.18)$$

La efectividad térmica (ε) se determina utilizando la relación analítica exacta para un intercambiador de flujo en contracorriente:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (3.19)$$

Finalmente, la potencia térmica transferida (Q) se calcula a partir de la efectividad y la máxima diferencia de temperatura disponible, siguiendo ecuaciones 3.9 y 3.10. Las temperaturas de salida se resuelven mediante balances de energía directos (ecuación 3.11), mientras que la presión de salida del vapor se determina aplicando una caída de

presión constante ($\Delta P = 0,590$ bar), obtenida directamente de la hoja de datos del equipo proporcionada por el fabricante, siendo representativo de las pérdidas hidráulicas en el haz tubular tipo horquilla

Recalentador

El recalentador recibe el vapor después de su expansión parcial en la turbina de alta presión y lo eleva nuevamente a una temperatura de sobrecalentamiento antes de su ingreso a la turbina de baja presión. De esta forma reduce el contenido de humedad en las últimas etapas de expansión y mejora la eficiencia termodinámica del ciclo Rankine. Según la hoja de datos, el equipo corresponde a un intercambiador tipo NMU dispuesto en forma horizontal, con sales fundidas por el lado de la carcasa y vapor de recalentamiento por el lado de los tubos, sobre un haz tipo U que permite la dilatación térmica.

Desde el punto de vista de modelación, el recalentador se trata como un intercambiador de dos corrientes en régimen monofásico a ambos lados. El vapor de recalentamiento se considera como fase gaseosa en todo el recorrido del equipo y las sales como fluido líquido con propiedades prácticamente constantes en el rango de operación. El cálculo se basa en el método ε -NTU para un intercambiador equivalente de flujo contracorriente, utilizando un coeficiente global representativo de la condición de servicio y el área efectiva indicada por el fabricante.

En primer lugar se definen las capacidades caloríficas de las corrientes caliente y fría a partir de los caudales másicos y de los calores específicos evaluados en las condiciones de entrada, tal como se describe en ecuación 3.4. Con estas magnitudes se determina la razón de capacidades (C_r).

A su vez, el número de unidades de transferencia se calcula en función del coeficiente global de servicio y del área efectiva del recalentador, siguiendo ecuación 3.6.

Respecto a la efectividad térmica del recalentador se obtiene mediante la relación típica de flujo contracorriente en función del número de unidades de transferencia y de la razón de capacidades, descrita en ecuación 3.19

Finalmente, la potencia térmica transferida (Q) se calcula a partir de la efectividad y la máxima diferencia de temperatura disponible, siguiendo ecuaciones 3.9 y 3.10. Las temperaturas de salida se resuelven mediante balances de energía directos (ecuación 3.11), mientras que la presión de salida del vapor se determina aplicando una caída de presión constante ($\Delta P = 0,990$ bar) según especifica el fabricante en la hoja de datos del equipo.

3.2.4. Modelo térmico del desgasificador

El desgasificador constituye el nodo central de mezcla del tren de calentamiento, donde convergen el condensado procedente de los precalentadores de alta presión, el agua de alimentación que retorna desde el sistema de condensado, específicamente del último precalentador de baja presión y el vapor de extracción de turbina condicionado destinado a eliminar gases disueltos. Desde el punto de vista constructivo, se trata de un tanque cilíndrico presurizado con volumen de almacenamiento integrado, diseñado para operar a una presión próxima a la de la extracción de turbina asociada. El vapor de servicio ingresa a una sección de contacto donde se atomiza o distribuye el agua por medio de rociadores y dispositivos internos, de manera de maximizar el área de intercambio y favorecer tanto la transferencia de calor como la desorción de oxígeno y otros gases. El equipo se diseña para entregar un contenido de oxígeno en el agua desgasificada de 7 ppb, según las condiciones garantizadas por el fabricante.

En el modelo desarrollado para la herramienta paramétrica, el desgasificador se representa como un volumen de mezcla sometido a un balance estacionario de masa y energía a la presión de la extracción de vapor de turbina. Las corrientes que ingresan al equipo se agrupan en tres contribuciones principales. En primer lugar, el aporte de agua de alimentación precalentada, con caudal másico y entalpía determinados por el tren de precalentadores de baja presión aguas arriba. En segundo lugar, el vapor procedente de la extracción de turbina, que incluye principalmente la extracción "IV" de turbina de intermedia-baja presión (primera expansión de turbina IP-HP), sumado a los aportes secundarios: extracción de vapor no turbinado en IP-LP y la fracción de vapor generada por flash a partir de la recirculación del evaporador. En tercer lugar, el condensado que retorna desde el primer precalentador del tren de alta presión inmediatamente posterior

al desgasificador.

Con lo anterior, el balance de masa sobre el desgasificador se expresa como:

$$\dot{m}_{DA} = \dot{m}_{fw,in} + \dot{m}_{ext} + \dot{m}_{cond} \quad (3.20)$$

donde $\dot{m}_{DA}$ corresponde al caudal másico total a la salida del desgasificador, $\dot{m}_{fw,in}$ representa el aporte líquido de agua de alimentación, $\dot{m}_{ext}$ agrupa el vapor de extracción de turbina con sus aportes secundarios, y $\dot{m}_{cond}$ es el caudal de condensado retornado desde el precalentador de alta presión aguas abajo.

El balance de energía se plantea en términos de la entalpía específica de cada corriente, permitiendo calcular la entalpía media de la mezcla a la salida ($h_{DA,out}$).

$$h_{DA,out} = \frac{\dot{m}_{fw,in} \cdot h_{fw,in} + \dot{m}_{ext} \cdot h_{ext} + \dot{m}_{cond} \cdot h_{cond}}{\dot{m}_{DA}} \quad (3.21)$$

El modelo asume que el proceso de desgasificación ocurre a la presión de la línea de extracción de vapor ($P_{DA} \approx P_{ext}$). Bajo esta premisa, el agua almacenada alcanza el equilibrio termodinámico de saturación. No obstante, para representar correctamente la condición a la entrada de las bombas de agua de alimentación, se incorpora el aumento de presión estática asociado a la altura de instalación del desgasificador.

De acuerdo con los planos isométricos as built de la planta, el desgasificador se encuentra aproximadamente a 20 metros sobre el nivel de succión de las bombas, lo que genera una columna de líquido que aporta del orden de 2 bar de presión adicional. Este incremento se modela como $\Delta P_{estatica} \approx 2bar$ y se suma a la presión de saturación del tanque, definiendo así la descarga efectiva del equipo (ecuación 3.22).

$$P_{out} = P_{DA} + \Delta P_{estatica} \quad (3.22)$$

Finalmente, la temperatura de salida se evalúa utilizando las funciones de estado de IAPWS-IF97 en función de la presión del desgasificador (para asegurar que corresponda a la temperatura de saturación del tanque) y la entalpía de mezcla calculada:

$$T_{DA,out} = T(P_{DA}, h_{DA,out}) \quad (3.23)$$

Con esta formulación, el desgasificador se integra al modelo del tren de calenta-

miento como un nodo de mezcla puramente algebraico, sin necesidad de introducir coeficientes de transferencia de calor ni áreas de intercambio. La complejidad constructiva del equipo queda así representada de forma efectiva mediante los caudales de entrada, las entalpías de cada corriente y la presión de operación, suficientes para capturar su efecto sobre la temperatura y el estado termodinámico del agua de alimentación que continúa hacia los precalentadores de alta presión.

3.2.5. Precalentadores de agua alimentación cerrados

La modelación de los intercambiadores del tren de regeneración constituye uno de los desafíos más significativos del simulador, dada la coexistencia de regímenes de transferencia de calor monofásicos y bifásicos dentro de una misma carcasa, sumada a la interacción hidráulica de los flujos de drenaje en cascada. De acuerdo con las especificaciones técnicas de la planta, la totalidad de estos equipos corresponde a unidades horizontales clasificadas bajo la designación TEMA NEU, caracterizadas por un haz tubular en U que condiciona la distribución interna de las superficies de intercambio. Para representar fielmente los perfiles de temperatura en esta configuración y calcular con precisión los indicadores de desempeño TTD y DCA, la metodología adopta un enfoque de discretización zonal. Bajo este esquema, cada precalentador se descompone matemáticamente en una serie de etapas térmicas virtuales conectadas en serie, aplicando el método ε -NTU de manera independiente a cada zona funcional.

Debido a la heterogeneidad constructiva de los equipos y a la especificidad de los parámetros garantizados por el fabricante en las hojas de datos, se han desarrollado tres formulaciones matemáticas distintas. La primera configuración corresponde al modelo de tres zonas sin mezcla de drenajes, aplicable a aquellos equipos que reciben exclusivamente la extracción de vapor y cuentan con coeficientes globales de transferencia (UA) explícitos para las zonas de sobrecalentamiento (DSH), condensación (C) y subenfriamiento (DC). En estos casos, el balance de energía se resuelve secuencialmente para las tres fases, asumiendo que todo el vapor sobrecalentado se procesa mediante mecanismos de efectividad térmica definidos.

Para los equipos intermedios que reciben cascadas de condensado desde etapas de mayor presión, se implementan dos variantes que incorporan la lógica de mezcla de

flujos o drainback. La primera variante es el modelo de tres zonas con mezcla, utilizado cuando el equipo dispone de parámetros de diseño para las tres secciones (DSH, C, DC). Aquí, la principal modificación radica en el cálculo de la temperatura de entrada a la zona de subenfriamiento, la cual se determina mediante un balance de entalpía adiabático entre el condensado generado localmente y el flujo de drenaje entrante.

Finalmente, para los precalentadores que reciben flujos de drainback pero cuya hoja de datos no especifica un área o coeficiente para la zona de sobrecalentamiento, se utiliza un modelo de dos zonas con aproximación de calor sensible. Esta formulación es crítica para equipos que, aun recibiendo vapor con cierto grado de sobrecalentamiento, han sido caracterizados por el fabricante principalmente por su desempeño en condensación y subenfriamiento. En este escenario, el modelo no desprecia la energía del sobrecalentamiento; en su lugar, calcula el calor sensible del vapor como una carga térmica prioritaria mediante un balance directo de entalpía y lo transfiere al agua de alimentación antes de resolver las zonas de condensación y subenfriamiento mediante el método ε -NTU, asegurando así el cierre riguroso del balance de energía global.

A continuación, son presentados en detalle los tres modelos descritos anteriormente.

Modelo de tres zonas sin mezcla de drenajes

Esta formulación es la más completa desde el punto de vista fenomenológico y se aplica al precalentador de alta presión $AP\#1$ y al precalentador de baja presión $BP\#3$. Estos equipos se caracterizan por recibir vapor sobrecalentado directamente de la extracción y no contar con flujos de condensado entrantes desde etapas superiores (drainback). Por consiguiente, el flujo másico en el lado carcasa permanece constante a lo largo de las tres zonas termodinámicas ($\dot{m}_h = \dot{m}_{ext}$).

El algoritmo de solución sigue la dirección del flujo del agua de alimentación, resolviendo secuencialmente las etapas de subenfriamiento, condensación y sobrecalentamiento. Esta estrategia permite utilizar la temperatura de salida de una zona como la temperatura de entrada de la siguiente, cerrando el perfil térmico paso a paso.

1. Zona de Subenfriamiento (DC): El cálculo inicia en la zona de menor temperatura, modelada como un intercambiador líquido-líquido en contracorriente. El

fluido caliente corresponde al condensado saturado que abandona la zona de condensación a la temperatura de saturación (T_{sat}), el cual cede calor sensible al agua de alimentación que ingresa al equipo ($T_{fw,in}$).

Aunque el equipo global posee tubos en U, la zona de enfriamiento de drenajes se encuentra típicamente confinada dentro de una envolvente interna que canaliza el condensado en dirección opuesta al flujo de agua de alimentación en el tramo recto de los tubos. Debido a esta configuración constructiva que minimiza la mezcla longitudinal, se asume un comportamiento de contracorriente puro. La efectividad térmica (ε_{DC}) se determina mediante la correlación analítica para esta configuración (Ecuación 3.19) en función de su número de unidades de transferencia ($NTU_{DC} = UA_{DC}/C_{min,DC}$) y la relación de capacidades. La potencia térmica transferida se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$Q_{DC} = \varepsilon_{DC} \cdot C_{min,DC} \cdot (T_{sat} - T_{fw,in}) \quad (3.24)$$

Con este valor, se determina la temperatura intermedia del agua de alimentación ($T_{fw,1}$) que ingresará a la siguiente etapa y la temperatura final del drenaje (T_{drain}), variable que define el valor del DCA.

2. Zona de Condensación (C): El agua precalentada ingresa a la zona de condensación, donde ocurre el cambio de fase del vapor. En esta región, se asume que el proceso es isotérmico por el lado carcasa a la temperatura de saturación (T_{sat}). Dado que la capacidad calorífica aparente del fluido que condensa tiende a infinito, la relación de capacidades C_r es nula, simplificando la expresión de la efectividad a la ecuación 3.25.

$$\varepsilon_C = 1 - \exp(-NTU_C) \quad (3.25)$$

El calor transferido en esta zona (Q_C) se calcula en base a esta efectividad y a la diferencia de temperatura disponible ($T_{sat} - T_{fw,1}$). El modelo incorpora una verificación física fundamental: el calor calculado no puede exceder la energía latente disponible en el flujo de vapor ($\dot{m}_{ext} \cdot h_{fg}$). Si el cálculo por ε -NTU supera este límite (caso físicamente imposible que implicaría subenfriamiento dentro de la zona de condensación), el calor se acota al valor latente máximo.

3. Zona de Desobrecalentamiento (DSH): Finalmente, se resuelve la zona de mayor

temperatura, donde el vapor sobrecalentado proveniente de la turbina cede su exceso de entalpía hasta alcanzar la condición de saturación. Al igual que la zona de subenfriamiento, esta sección cuenta con deflectores diseñados para maximizar la diferencia de temperatura efectiva, por lo que se modela como un intercambiador gas-líquido en contracorriente puro.

$$Q_{DSH} = \varepsilon_{DSH} \cdot C_{min,DSH} \cdot (T_{ext} - T_{fw,2}) \quad (3.26)$$

donde T_{ext} es la temperatura del vapor de extracción y $T_{fw,2}$ es la temperatura del agua proveniente de la zona de condensación. La suma de los calores parciales ($Q_{tot} = Q_{DC} + Q_C + Q_{DSH}$) determina la entalpía final de salida del agua de alimentación y, por ende, el TTD del equipo.

Modelo de tres zonas con mezcla de drenajes

Esta variante se utiliza para los equipos intermedios que reciben cascadas de condensado desde etapas de mayor presión, aplicándose específicamente al precalentador de alta presión $AP\#2$. A diferencia del modelo anterior, el flujo másico en el lado carcasa no es constante; en la zona inferior del equipo converge el condensado generado localmente ($\dot{m}_{ext}$) con la corriente de drenaje (drainback) proveniente del precalentador $AP\#1$ ($\dot{m}_{db}$).

La modificación fundamental del algoritmo respecto al modelo anterior radica en la definición de las condiciones de entrada a la zona de subenfriamiento. Antes de ingresar a esta sección, se asume que ocurre una mezcla adiabática entre el condensado saturado local y el flujo de drenaje entrante. La temperatura efectiva de la mezcla ($T_{h,mix}$) se determina mediante un balance de entalpía ponderado por los flujos másicos, tal como se muestra en la ecuación siguiente.

$$T_{h,mix} = \frac{\dot{m}_{ext} \cdot c_{p,ext} \cdot T_{sat} + \dot{m}_{db} \cdot c_{p,db} \cdot T_{db,in}}{\dot{m}_{ext} \cdot c_{p,ext} + \dot{m}_{db} \cdot c_{p,db}} \quad (3.27)$$

donde $T_{db,in}$ es la temperatura de salida del drenaje del equipo aguas arriba y los calores específicos (c_p) se evalúan a la temperatura respectiva de cada fluido.

Con esta temperatura de mezcla definida, el cálculo zonal inicia con la zona de subenfriamiento. Esta sección opera con el caudal másico total acumulado ($\dot{m}_{tot} =$

$\dot{m}_{ext} + \dot{m}_{db}$). La transferencia de calor se resuelve utilizando la misma formulación de efectividad en contracorriente descrita anteriormente (Ec. 3.19), pero sustituyendo la temperatura de entrada del fluido caliente por $T_{h,mix}$ y recalculando la capacidad calorífica mínima (C_{min}) con el flujo total. Con esto, se procede a calcular la potencia térmica de la misma forma que en modelo anterior, con ecuación 3.24.

Luego, para las zonas de condensación y desobrecalentamiento, se tiene que el equipo opera exclusivamente con el vapor de extracción local. Por consiguiente, la resolución de las zonas de condensación y desobrecalentamiento es idéntica a la detallada en el modelo sin drenajes (ecuaciones 3.25 y 3.26), considerando únicamente el flujo $\dot{m}_{ext}$ para los balances de energía y el cálculo de los coeficientes de transferencia. Es destacable que, al igual que en el modelo anterior, se mantiene la verificación de los límites termodinámicos para no exceder la energía latente disponible en la condensación ni la energía sensible en el desobrecalentamiento.

Esta segmentación hidráulica permite capturar el impacto del enfriamiento adicional que aporta (o la carga que impone) el flujo de drenaje sobre la temperatura final del agua de alimentación, afectando directamente el DCA del equipo.

Modelo de dos zonas con desobrecalentamiento simplificado

Esta formulación se aplica a los precalentadores de baja presión $BP\#4$ y $BP\#5$. Estos equipos presentan una particularidad termodinámica: aunque operan con vapor de extracción que posee un grado significativo de sobrecalentamiento, su hoja de datos de diseño no especifica un coeficiente global de transferencia ni un área dedicada para una zona de desobrecalentamiento, caracterizándolos principalmente por sus zonas de condensación y subenfriamiento. Para capturar la energía total disponible sin introducir parámetros geométricos arbitrarios, el modelo adopta una estrategia híbrida que prioriza el balance de entalpía. En una etapa preliminar, se evalúa si la temperatura del vapor de entrada supera la temperatura de saturación; de ser así, se calcula la carga térmica sensible asociada mediante un balance directo hasta la línea de saturación.

$$Q_{DSH} = \dot{m}_{ext} \cdot (h_{ext} - h_v(P_{ext})) \quad (3.28)$$

Este calor sensible se transfiere íntegramente al agua de alimentación como una

pre-carga térmica, elevando su temperatura "virtualmente" ($T_{fw,0}$) antes de iniciar el cálculo de las zonas principales. Esta aproximación asegura que el modelo aproveche toda la exergía del vapor sobrecalentado para el calentamiento del agua, respetando al mismo tiempo las limitaciones de la información de diseño.

Posteriormente, se resuelve la interacción hidráulica de los flujos. El condensado generado localmente (saturado) converge con la corriente de drainback proveniente de la etapa superior. Al igual que en el modelo de tres zonas con mezcla, se asume un proceso adiabático donde la temperatura efectiva de entrada a la zona de subenfriamiento ($T_{h,mix}$) se determina mediante el balance de entalpía ponderado por las capacidades caloríficas (ecuación 3.27).

Con las condiciones de frontera definidas, se procede al cálculo secuencial de las zonas físicas declaradas. La zona de subenfriamiento se resuelve para el flujo másico total combinado utilizando la correlación de efectividad para contracorriente puro. Para garantizar la viabilidad termodinámica, se integra una verificación de cruce de temperaturas, acotando la transferencia si la temperatura de salida del drenaje se aproxima asintóticamente a la temperatura de entrada del agua. Finalmente, la zona de condensación procesa la carga latente del vapor de extracción, determinando su efectividad mediante la relación simplificada para cambio de fase y cerrando el balance de energía global del componente.

3.2.6. Líneas de transporte y pérdidas distribuidas

Las líneas de transporte que interconectan los equipos del tren de calentamiento constituyen la principal fuente de pérdidas distribuidas del sistema. Aunque economizador, evaporador, sobrecalentadores, recalentador, precalentadores y desgasificador se modelan como unidades concentradas, en la instalación real el fluido recorre varios cientos de metros de tubería entre cada equipo, con cambios de diámetro, accesorios y tramos elevados que introducen caídas de presión y pérdidas térmicas no despreciables. Si estas pérdidas se omiten, las condiciones de operación calculadas para cada equipo resultan demasiado optimistas y dejan de ser coherentes con los datos de diseño y de operación de la planta.

Por este motivo, el modelo incorpora explícitamente el efecto de las líneas mediante un tratamiento agregado pero calibrado. En el plano hidráulico, cada tramo de tubería se representa mediante un coeficiente de pérdida equivalente K_{eq} que condensa fricción distribuida y pérdidas singulares a partir de un punto de referencia conocido, y cuya validez se verifica frente a distintos regímenes de carga. En el plano térmico, las pérdidas de calor hacia el ambiente se modelan con un coeficiente global UA_{term} efectivo dependiente del caudal másico, ajustado por mínimos cuadrados, y se utiliza una formulación tipo conducto con pérdidas al ambiente para obtener la temperatura a la salida de cada tramo. En aquellos casos donde la caída de temperatura demostrada por los datos es despreciable, el tramo se considera prácticamente adiabático y se mantiene constante la temperatura del fluido. De este modo, las líneas de transporte se integran al modelo del ciclo como elementos distribuidos simples, pero capaces de reproducir de manera realista la degradación de presión y temperatura entre los equipos principales. A continuación, son presentados a detalle ambos modelos.

Modelo de caída de presión en tuberías

Las caídas de presión en las líneas de transporte se representan mediante coeficientes de pérdida equivalentes asociados a cada tramo entre nodos del modelo. La idea es concentrar en un único parámetro K_{eq} tanto la fricción distribuida a lo largo de la tubería como las pérdidas singulares debidas a codos, reducciones y accesorios, de forma coherente con la información de diseño disponible para el ciclo agua vapor.

Para cada tramo entre un estado i y un estado j se conoce el diámetro interno de la línea y las condiciones de referencia de presión, entalpía y caudal másico. A partir de estas magnitudes se calcula la densidad a la salida del tramo mediante las propiedades de agua y vapor (IAPWS-IF97), y la velocidad media en la sección de salida según la ecuación a continuación.

$$v_j = \frac{\dot{m}_j}{\rho_j A_j} \quad (3.29)$$

donde A_j es el área de la sección circular interior asociada al diámetro de la línea en el nodo j . Con la velocidad y la diferencia de presión conocida en el punto de diseño se despeja un coeficiente de pérdida equivalente K_{eq} a partir de la formulación clásica:

$$K_{eq} = \frac{2(P_i - P_j)}{\rho_j v_j^2} \quad (3.30)$$

La ecuación 3.30 se evalúa inicialmente en el punto de referencia garantizado por el fabricante, obteniendo un valor de K_{eq} para cada tramo relevante del circuito. Se dispone, además, de varios puntos de operación a distintas cargas, lo que permite verificar que el coeficiente obtenido en el punto nominal reproduce de forma aceptable las presiones aguas abajo cuando varía el flujo másico. Esta comprobación se realiza recalculando las presiones de salida con el mismo K_{eq} y comparándolas con las presiones de referencia, cuantificando el error relativo en cada condición de carga.

Una vez determinado el conjunto de coeficientes K_{eq} para todas las líneas, el modelo hidráulico aplica la caída de presión tramo a tramo en función de las condiciones instantáneas de operación. Para cada estado se actualiza la densidad y la velocidad en la tubería con la ecuación 3.29, y la presión de salida se obtiene bajo la siguiente expresión.

$$P_j = P_i - \frac{\rho_j K_{eq} v_j^2}{2} \quad (3.31)$$

Esta formulación permite que la pérdida de carga responda a cambios en el flujo másico y en las propiedades termodinámicas. El detalle geométrico real de cada línea queda encapsulado en el valor de K_{eq} , que se ha calibrado con datos de diseño de la planta y, cuando es posible, contrastado frente a puntos de operación a carga parcial. De esta forma, las presiones calculadas a la entrada de cada equipo del tren de calentamiento resultan coherentes con el comportamiento hidráulico observado sin necesidad de recurrir a un modelo de red de tuberías de mayor resolución.

Modelo de pérdidas térmicas en tuberías

Las pérdidas de calor en las líneas de transporte se evaluaron inicialmente mediante el modelo clásico de resistencias térmicas en serie, considerando convección interna del fluido, conducción a través de la pared de la tubería y de la aislación, y convección natural hacia el ambiente. A partir de los planos isométricos de la planta se definieron espesores y materiales, y se calculó un coeficiente global de transferencia de calor para cada tramo. Con este coeficiente global se estimó la potencia térmica perdida y se igualó

al balance de energía entre entrada y salida de la línea.

$$Q = \dot{m}c_p (T_{in} - T_{out}) \quad (3.32)$$

Este enfoque permitió construir un modelo físicamente robusto, pero al compararlo con las caídas de temperatura observadas en las condiciones de referencia se dedujo que estas últimas tendían a sobreestimar las pérdidas, por lo que se interpretó a la referencia como un escenario conservador más que como una representación ajustada de la operación real.

Con el fin de aproximar mejor el comportamiento observado en la referencia, se desarrolló un modelo empírico basado en coeficientes globales efectivos UA dependientes del flujo másico. Para cada tramo se dispuso de varios puntos de operación, con temperaturas de entrada y salida conocidas, flujos másicos y propiedades termodinámicas del fluido. En cada punto se calculó, en primer lugar, la potencia térmica:

$$Q_i = \dot{m}_i c_{p,i} (T_{in,i} - T_{out,i}) \quad (3.33)$$

y la diferencia de temperatura logarítmica media con respecto a la temperatura ambiente:

$$\Delta T_{lm,i} = \frac{(T_{in,i} - T_{amb}) - (T_{out,i} - T_{amb})}{\ln \left[\frac{T_{in,i} - T_{amb}}{T_{out,i} - T_{amb}} \right]} \quad (3.34)$$

De este modo se obtuvo un coeficiente global efectivo para cada condición:

$$UA_i = \frac{Q_i}{\Delta T_{lm,i}} \quad (3.35)$$

A continuación, se ajustó la dependencia de la inversa de UA con el flujo másico mediante una interpolación por mínimos cuadrados, adoptando una ley de potencia inspirada en el comportamiento de la convección interna turbulenta, cuya expresión matemática se muestra a continuación.

$$\frac{1}{UA} = a \dot{m}^{-0,8} + b \quad (3.36)$$

El exponente $-0,8$ no se escogió de forma arbitraria. Para flujo turbulento completamente desarrollado en tubos, Incropera et al. [20] reportan la correlación clásica de Dittus-Boelter, en la que el número de Nusselt escala como $Nu_D \propto Re^{0,8} Pr^n$. Como

el número de Reynolds es proporcional al flujo másico para una geometría fija, el coeficiente convectivo interno h resulta proporcional al flujo másico elevado a 0,8. Si se asume además, que el término UA de cada tramo está dominado por esta convección interna, la resistencia térmica efectiva $1/UA$ decrece aproximadamente con el flujo másico elevado a 0,8. Esta es la base por la que se fijó el exponente y se mantuvieron libres los coeficientes a y b , de modo que el ajuste por mínimos cuadrados mantuviera coherencia con la física descrita en la literatura.

En la implementación numérica, los parámetros a y b se determinaron para cada tramo a partir del conjunto de puntos operacionales disponibles. Con ellos se definió una función UA efectiva que depende del caudal másico.

$$UA_{term}(\dot{m}) = \frac{1}{a \dot{m}^{-0,8} + b} \quad (3.37)$$

Una vez conocida la relación UA_{term} efectiva, la temperatura de salida de cada línea se calculó utilizando la expresión exponencial para conductos con pérdidas al ambiente propuesta por Incropera et al. [20]. En términos de la temperatura del fluido y de la temperatura ambiente, la relación adoptada para cada tramo fue:

$$T_{out} = T_{amb} - (T_{amb} - T_{in}) \exp \left[-\frac{UA_{term}(\dot{m})}{\dot{m}c_p} \right] \quad (3.38)$$

Esta formulación permite que la caída de temperatura responda de forma explícita a variaciones del caudal másico y de la capacidad calorífica, manteniendo un modelo algebraico sencillo por tramo. Para cada línea se compararon las temperaturas calculadas con la referencia disponible y se verificó que el error se mantenía dentro de márgenes aceptables en el rango de operación considerado. En aquellos casos donde la caída de temperatura de referencia era muy pequeña, se observó que el uso de la ecuación 3.38 no mejoraba la aproximación, de hecho, incrementaba la diferencia respecto a la referencia. Por esta razón, dichos tramos se trataron como prácticamente adiabáticos, manteniendo constante la temperatura entre entrada y salida, y documentando que la pérdida térmica asociada es despreciable a la escala del análisis del ciclo.

3.2.7. Tratamiento de corrientes auxiliares y correlaciones empíricas

El modelo del tren de calentamiento incorpora un conjunto de corrientes auxiliares de pequeño caudal que tienen por función acondicionar termodinámicamente ciertos flujos principales, sin alterar de forma significativa el balance global de masa del ciclo. Estas corrientes corresponden a fracciones menores del uno por ciento del caudal principal de vapor o agua y se utilizan para representar con realismo el esquema de mezclas y derivaciones que aparece en los balances de calor y masa de referencia de la planta.

En la etapa de sobrecalentamiento, el vapor que abandona el sobrecalentador antes de ingresar a la turbina de alta presión se divide en tres contribuciones. La fracción dominante se dirige a la turbina, mientras que dos fracciones auxiliares se desvían para acondicionar el lado caliente de los precalentadores $AP\#1$ y $AP\#2$. Para cada condición de carga se dispone, a partir de la referencia, de los caudales máscicos asociados a estas derivaciones. Sobre esa base se definieron correlaciones empíricas en función de la variable de carga que permiten calcular, para cualquier punto del rango operativo, la fracción de caudal de sobrecalentador que se desvía hacia $AP\#1$ y $AP\#2$. En términos generales se adopta una relación de la siguiente forma.

$$\dot{m}_{aux,k}(\ell) = f_k(\ell) \dot{m}_{SH}(\ell) \quad (3.39)$$

donde $\dot{m}_{SH}$ es el caudal principal de vapor a la salida del sobrecalentador, ℓ es la carga y $f_k(\ell)$ es una función interpolada a partir de los puntos de diseño para cada corriente auxiliar k asociada a $AP\#1$ y $AP\#2$.

Un tratamiento análogo se aplica al vapor procedente del recalentador. El caudal principal alimenta la turbina intermedia de baja presión, pero una fracción reducida se deriva para acondicionar el flujo de extracción "IV" que se dirige al desgasificador. Esta derivación se representa mediante una correlación empírica similar a la ecuación 3.39, ajustada con los valores de referencia para distintas cargas. Con ello se garantiza que la mezcla de vapores que alimenta el desgasificador reproduzca de manera consistente las condiciones termodinámicas observadas en la planta, sin necesidad de modelar explícitamente la estrategia de control que gobierna esta válvula de derivación.

Existen además corrientes auxiliares de origen no especificado en la documentación de diseño, pero que aparecen en los balances como flujos que condicionan el lado caliente de los precalentadores $BP\#4$ y $BP\#5$. En estos casos se utilizan valores únicos de flujo y entalpía de ambos flujos debido a baja variación en cargas parciales. Los valores considerados son de referencia en carga completa.

Finalmente, se aplica el mismo enfoque empírico a la distribución del flujo de sales fundidas entre el sobrecalentador y el recalentador. El operador, desde SCADA, proporciona el caudal total de sales que alimenta el generador de vapor, pero no detalla cómo se reparte entre ambos haces tubulares. A partir de los datos de operación se reconstruyen las fracciones de reparto para varias condiciones de carga y se ajustan correlaciones que permiten calcular, para un caudal global de sales dado, los aportes individuales al sobrecalentador y recalentador. De esta forma, la herramienta paramétrica incorpora el efecto de las corrientes auxiliares y de las divisiones internas de flujo mediante relaciones empíricas suaves en la carga, preservando el cierre de masa y energía del modelo sin introducir un nivel de detalle excesivo en la descripción del sistema de tuberías y válvulas.

3.2.8. Estrategia de resolución e implementación numérica

El modelo completo del ciclo se implementó en MATLAB utilizando una discretización nodal del sistema. Cada punto termodinámico relevante se representa mediante un índice entero entre 1 y 46, y las variables de estado se almacenan en arreglos unidimensionales según $P_i, T_i, h_i, s_i, m_i, \rho_i$. De forma análoga, se define un vector de diámetros internos D_i para las líneas de transporte, que se utiliza en los modelos de caída de presión y de pérdidas térmicas en tuberías. La condición de operación se fija a partir del caudal de vapor sobrecalentado a la salida del supercalentador, lo que permite definir un factor de carga relativa y escalar el resto de los caudales mediante correlaciones obtenidas desde el balance térmico de referencia.

El cálculo estacionario de todos los estados se organiza en tres bucles anidados. El bucle externo corresponde al acoplamiento con el generador de vapor, junto con la distribución de sales entre el sobrecalentador y el recalentador. Este bucle tiene dos objetivos principales.

En primer lugar, la presión de operación del evaporador se necesita en una etapa anterior a la evaluación explícita del propio evaporador, en el estado asociado a la entrada al desgasificador. Esto obliga a suponer inicialmente una presión de evaporación y a actualizarla de forma iterativa a medida que se resuelve el resto del tren de calentamiento.

En segundo lugar, el bucle externo cierra el balance energético del circuito de sales entre economizador, evaporador, supercalentador y recalentador. Se conoce el caudal total de sales que abandona el receptor y se interpola el reparto entre el ramal del sobrecalentador y el del recalentador, pero no se conocen de antemano las temperaturas de las sales a la entrada del economizador ni del evaporador que son coherentes con las potencias intercambiadas en supercalentador y recalentador. Por la forma en que está estructurado el código, primero se debe resolver el economizador y, para ello, se asignan valores semilla a la temperatura de las sales a la entrada del economizador y del evaporador. Tras calcular las temperaturas de salida de las sales en el supercalentador y en el recalentador, se reconstruye la temperatura efectiva de salida del tren de generador de vapor y se compara con las temperaturas asumidas a la entrada. El proceso se repite, corrigiendo estas temperaturas de entrada mediante un factor de relajación, hasta que el balance energético de las sales en todo el tren alcanza un régimen coherente.

El criterio de convergencia del bucle externo se basa en la diferencia relativa entre la temperatura de sales calculada a la salida efectiva del tramo de generador de vapor y las temperaturas asumidas a la entrada del economizador y del evaporador.

$$err_{GDV} = \max \left(\frac{|T_{sal,EVA,out} - T_{sal,ECO,in}|}{\max(1, |T_{sal,EVA,out}|)}, \frac{|T_{sal,EVA,out} - T_{sal,EVA,in}|}{\max(1, |T_{sal,EVA,out}|)} \right) \quad (3.40)$$

imponiendo que err_{GDV} sea menor que una tolerancia del orden de 10^{-5} . De esta forma, el bucle externo asegura simultáneamente que la presión de evaporación utilizada en el desgasificador y las temperaturas de entrada de las sales al economizador y al evaporador son coherentes con el balance de energía en sobrecalentador y recalentador.

Dentro de cada iteración del bucle del generador de vapor se resuelve primero el lazo de condensado. Este segundo bucle ajusta simultáneamente la mezcla en el tanque

de condensado, el funcionamiento de la bomba de condensado y el comportamiento de los precalentadores de baja presión, incluyendo sus circuitos de drenaje con drainback. La razón de este lazo es que, en el tanque de condensado, el fluido procedente del aerocondensador se mezcla con el condensado que retorna desde precalentador $BP\#5$. Esa mezcla determina las propiedades termodinámicas del estado siguiente al tanque de condensado, pero el comportamiento de $BP\#5$ depende a su vez de las condiciones de entrada que fija ese mismo condensado, lo que genera un problema de acoplamiento que no se puede resolver en una sola pasada.

En cada iteración se mezclan el condensado del aerocondensador con los drenajes de $BP\#3$, $BP\#4$ y $BP\#5$, se recalculan las temperaturas de drainback y se actualizan las condiciones de entrada a los precalentadores. El error de este lazo se define a partir de la variación relativa entre iteraciones consecutivas de las temperaturas de drenaje de $BP\#4$ y $BP\#5$ y de la entalpía del condensado en el tanque de condensado.

$$err_{COND} = \max \left(\frac{|T_{db,BP4}^{(k)} - T_{db,BP4}^{(k-1)}|}{\max(1, |T_{db,BP4}^{(k)}|)}, \frac{|T_{db,BP5}^{(k)} - T_{db,BP5}^{(k-1)}|}{\max(1, |T_{db,BP5}^{(k)}|)}, \frac{|h_{tq,out}^{(k)} - h_{tq,out}^{(k-1)}|}{\max(1, |h_{tq,out}^{(k)}|)} \right) \quad (3.41)$$

y se exige que err_{COND} sea menor que la tolerancia especificada. Para evitar oscilaciones numéricas, las variables de acoplamiento, en particular las temperaturas de drainback, se actualizan con un factor de relajación simple.

Una vez cerrado el lazo de condensado se resuelve el lazo de agua de alimentación y desgasificador, que constituye el tercer bucle iterativo. En este caso, la necesidad de iterar surge porque al desgasificador ingresa, entre otros aportes, el condensado de salida del precalentador $AP\#2$. Ese condensado depende a su vez de las condiciones térmicas y de mezcla en el propio desgasificador, de modo que se genera un problema de punto fijo entre ambas unidades.

Para cada iteración de este lazo se sigue la secuencia física del tren de calentamiento de alta presión: desgasificador, bomba de agua de alimentación, precalentadores $AP\#2$ y $AP\#1$, paso por el economizador, evaporador y retorno al sobrecalentador. La salida de condensado de $AP\#2$ se toma inicialmente a partir de un valor semilla y, en cada iteración, se actualiza hasta aproximarse al valor coherente con el resto del tren de ca-

lentamiento y con el desgasificador.

El criterio de convergencia del lazo de agua de alimentación se construye a partir de la variación relativa entre iteraciones sucesivas de la entalpía de salida del desgasificador, de la temperatura del drenaje de $AP\#1$ que retorna a $AP\#2$ y de la temperatura del condensado de $AP\#2$ que alimenta al desgasificador.

$$err_{FW} = \max \left(\frac{|h_{out,desga}^{(k)} - h_{out,desga}^{(k-1)}|}{\max(1, |h_{out,desga}^{(k)}|)}, \frac{|T_{db,AP2}^{(k)} - T_{db,AP2}^{(k-1)}|}{\max(1, |T_{db,AP2}^{(k)}|)}, \frac{|T_{cond,AP2}^{(k)} - T_{cond,AP2}^{(k-1)}|}{\max(1, |T_{cond,AP2}^{(k)}|)} \right), \quad (3.42)$$

y se impone nuevamente que err_{FW} sea menor que la tolerancia. Como en el lazo de condensado, la actualización de temperaturas y entalpías se realiza con un factor de relajación fijo para amortiguar posibles oscilaciones.

Una vez alcanzada la convergencia global se dispone de un conjunto coherente de presiones, temperaturas, entalpías y caudales en los 46 estados definidos, que sirve como base para los análisis posteriores de desempeño, pérdidas térmicas e irreversibilidades del sistema.

3.3. Definición del caso de estudio y parametrización

3.3.1. Descripción de la planta y manejo de confidencialidad

El modelo se aplica a una planta real de generación termosolar con tecnología de torre central, almacenamiento en sales fundidas y ciclo agua-vapor asociado. La central opera con un ciclo Rankine regenerativo de 110 MW que integra turbinas de alta, media y baja presión, bombas de condensado y agua alimentación, precalentadores cerrados de baja y alta presión, desgasificador y un sistema de generación de vapor compuesto por economizador, evaporador, sobrecalentador y recalentador.

El conjunto de información utilizado para ajustar y verificar el modelo proviene de la documentación de ingeniería de detalle y de registros operacionales del sistema de control distribuido (DCS). Debido a acuerdos de confidencialidad con la empresa propietaria, los valores numéricos absolutos de potencia, caudal y eficiencia no se

Descripción de la Variable	Símbolo	Unidad
<i>Condiciones del Recurso y Carga</i>		
Flujo másico de sales a la entrada del GDV	$\dot{m}_{sal,in}$	kg/s
Temperatura de sales a la entrada del GDV	$T_{sal,in}$	°C
Flujo másico objetivo de agua de alimentación	$\dot{m}_{fw,target}$	kg/s
<i>Condiciones de Extracción de Turbina</i>		
Presiones de extracción HP-IP-LP ("I" a "VI")	P_i	bar(g)
Temperaturas de extracción HP-IP-LP ("I" a "VI")	T_j	°C
<i>Descarga de Bombas (Lado Tubos)</i>		
Presión de entrada a Precalentador BP#5	$P_{in,BP5}$	bar(g)
Temperatura de entrada a Precalentador BP#5	$T_{in,BP5}$	°C
Presión de entrada a Precalentador AP#2	$P_{in,AP2}$	bar(g)
Temperatura de entrada a Precalentador AP#2	$T_{in,AP2}$	°C

Tabla 3.1: Variables de entrada requeridas por el modelo para la definición del punto de operación.

presentan de forma explícita en los resultados. En su lugar, el desempeño se reporta mediante indicadores de desviación o diferencia relativa respecto a las condiciones de diseño base. Esta metodología permite validar la precisión técnica del simulador resguardando la propiedad intelectual de los datos operativos.

3.3.2. Variables de entrada y condiciones de contorno

Para la ejecución de las simulaciones en régimen estacionario, el algoritmo requiere la definición de un conjunto finito de condiciones de contorno que fijan el estado operativo de la planta. Estas variables se clasifican en tres categorías: entradas definidas por el operador (inputs), parámetros constructivos o de control fijos (constantes) y variables de estado inicial para los bucles iterativos.

La arquitectura desacoplada del simulador exige que el usuario ingrese las condiciones termodinámicas en los nodos de frontera. Estas variables, detalladas en la Tabla 3.1, corresponden a lecturas directas de instrumentación o consignas de operación que definen el escenario de carga a evaluar

Adicionalmente, el modelo incorpora relaciones funcionales fijas derivadas de la

lógica de control de la planta, las cuales se mantienen constantes o dependen exclusivamente del nivel de carga:

- Distribución de sales: La fracción del flujo másico de sales que se deriva hacia el sobrecalentador y el recalentador se modela como una relación constante respecto al flujo total proveniente del tanque caliente.
- Recirculación del evaporador: Como fue detallado en sección 3.2.3, se establece un factor de recuperación de masa fijo en el evaporador (99,5 %), asumiendo que el 0,5 % restante es recirculado naturalmente.
- Caudales de extracción: Los flujos másicos de vapor extraídos hacia los precalentadores ($\dot{m}_{ext,i}$) se determinan mediante interpolación de los datos de referencia del balance térmico para el rango de validez del modelo (75 % - 100 % carga).

Finalmente, para resolver el sistema de ecuaciones acopladas, el algoritmo requiere valores iniciales o semillas, los cuales terminan convergiendo. Un ejemplo de estos valores es la temperatura y presión del vapor vivo a la salida del sobrecalentador. Estos valores se actualizan iterativamente en cada paso de cálculo hasta que el error entre la condición supuesta y la calculada por los balances de energía es inferior a la tolerancia establecida.

3.4. Alcance y limitaciones del modelo

El modelo desarrollado representa exclusivamente el ciclo Rankine agua-vapor de la planta. Se incluyen de forma explícita los precalentadores cerrados de baja y alta presión, el desgasificador, el aerocondensador y las secciones del generador de vapor (economizador, evaporador, sobrecalentador y recalentador), junto con las extracciones de turbina necesarias para alimentar los intercambiadores. Las bombas de condensado y de agua de alimentación no se modelan hidráulicamente, ya que sus efectos se incorporan a partir de las condiciones termodinámicas medidas o especificadas a la entrada de los equipos siguientes, en particular a la entrada de agua de alimentación de los precalentadores *BP#5* y *AP#2*. Esta arquitectura implica que la validez de la solución queda condicionada a la calidad de las variables de borde suministradas por el operador o el sistema de control (SCADA), las cuales actúan como restricciones fijas para el balance térmico.

Los balances de energía en los intercambiadores se formulan utilizando coeficientes globales de transferencia de calor en condición de servicio proporcionados por el fabricante. Es decir, el modelo no identifica ni ajusta valores de UA a partir de datos operacionales, sino que toma como datos de entrada los valores de diseño disponibles en la documentación técnica.

En cuanto al alcance operacional, el modelo está concebido para representar estados estacionarios del ciclo en un rango de carga comprendido entre el 75 % y el 100 % de la carga del generador de vapor. No se modelan arranques, paradas ni transitorios rápidos, de modo que el análisis se restringe a condiciones de operación estables en torno al régimen nominal. Esta elección permite prescindir del precalentador $AP\#0$, que utiliza vapor de caldera auxiliar y solo entra en servicio durante arranques, paradas u otras condiciones fuera del régimen estacionario considerado. De la misma manera, queda fuera del alcance todo by-pass.

Las propiedades termodinámicas del agua y del vapor se obtienen mediante la formulación estándar IAPWS-IF97 (implementada a través de la librería XSteam), mientras que las propiedades de las sales fundidas se calculan con una correlación específica facilitada por el fabricante del generador de vapor, descrita previamente en este capítulo (ecuación 3.1). Se asume mezcla perfecta en los equipos de acumulación, como el tanque de condensado y el desgasificador, así como calidad uniforme del vapor a la salida del evaporador, sin entrar en el análisis detallado de cómo se distribuye o se mueve el fluido dentro de los tubos.

En relación con el estado de los equipos, el modelo representa el ciclo en condición de diseño o condición limpia. Se supone que los coeficientes globales de transferencia de calor de los intercambiadores corresponden a los valores de servicio especificados por el fabricante, sin resistencias adicionales asociadas a deposición de material en las superficies de intercambio. El efecto del ensuciamiento se reserva para etapas posteriores del estudio, donde se analiza explícitamente la degradación del desempeño térmico.

Dentro de estas hipótesis y restricciones, el modelo permite evaluar de manera consistente la coherencia de los balances de masa y energía del ciclo, estimar los estados termodinámicos en puntos clave y cuantificar las diferencias respecto a condiciones de referencia internas para magnitudes como temperaturas de salida de los intercambia-

dores, potencias térmicas intercambiadas y rendimiento global del ciclo. En cambio, no aborda fenómenos que requieren una descripción más detallada, como la dinámica hidráulica transitoria, el comportamiento local de flujo y temperatura dentro de los equipos, la química del agua o la modelación del campo solar, que quedan fuera del alcance de esta herramienta.

3.5. Resultados

A continuación, se presentan los resultados obtenidos mediante la simulación del ciclo Rankine en MATLAB, contrastados con los balances de masa y energía de referencia de la planta. Los datos se exponen para dos condiciones de operación estacionaria: 100 % de carga en generador de vapor y 75 % de carga parcial. Algunos valores absolutos se omiten por confidencialidad, reportando únicamente las diferencias relativas o absolutas según corresponda.

3.5.1. Desempeño global del ciclo

En cuanto a los indicadores globales del ciclo, la Tabla 3.2 muestra que, a 100 % de carga del GDV, la diferencia del modelo respecto a la referencia es inferior al 1 % tanto en el trabajo neto como en la eficiencia térmica, con una ligera sobreestimación de la potencia neta y del rendimiento global. Al reducir la carga al 75 % la discrepancia aumenta, especialmente en el trabajo neto, donde la diferencia alcanza alrededor de 10,7 %, mientras que en la eficiencia térmica la diferencia se mantiene en torno al 4 %.

Carga GDV	Indicador	Referencia	Resultado	Diferencia [%]
100 %	Trabajo neto [MW]	113,94	114,99	0,92
	Eficiencia térmica [%]	42,68	43,00	0,78
75 %	Trabajo neto [MW]	83,74	92,69	10,69
	Eficiencia térmica [%]	41,99	43,70	4,07

Tabla 3.2: Comparación entre el modelo y la referencia en función de la carga del GDV.

3.5.2. Estadísticos de desviación en variables de estado

En términos globales, se obtiene que a 100 % de carga del GDV, el modelo reproduce de forma muy cercana los estados termodinámicos de referencia: las diferencias promedio se mantienen en torno a 1,3 % para la temperatura, 0,4 % para la presión y 0,9 % para la entalpía, con desviaciones estándar acotadas por debajo de 2 %. En el escenario de 75 % de carga, las discrepancias se incrementan, en particular para la presión, donde la diferencia promedio alcanza 15,2 % con una dispersión de 16,8 %, mientras que la temperatura y la entalpía presentan diferencias medias de 3,6 % y 4,2 %, respectivamente. Estos valores corresponden siempre al promedio y desviación estándar de la diferencia respecto a la referencia calculada sobre todos los estados del ciclo, de modo que sintetizan el grado de ajuste local del modelo en cada condición de operación. La Tabla 3.3 presenta el promedio de las diferencias relativas porcentuales y la desviación estándar de estas diferencias para ambos escenarios de carga.

Variable	Caso 100 % Carga		Caso 75 % Carga	
	Promedio	Desv. Est.	Promedio	Desv. Est.
Diferencia de Temperatura [%]	1,3	1,6	3,6	4,2
Diferencia de Presión [%]	0,4	1,0	15,2	16,8
Diferencia de Entalpía [%]	0,9	1,0	4,2	12,5

Tabla 3.3: Estadísticos de desviación para las variables de estado (Temperatura, Presión, Entalpía).

3.5.3. Representación gráfica del ciclo

Finalmente, la coherencia termodinámica global se ilustra en la Figura 3.2, donde se superponen en diagrama de temperatura en función de entropía (diagrama T-s), las curvas generadas por el modelo, especificando si corresponde a ciclo principal o regenerativo, con las curvas de referencia para ambas cargas.

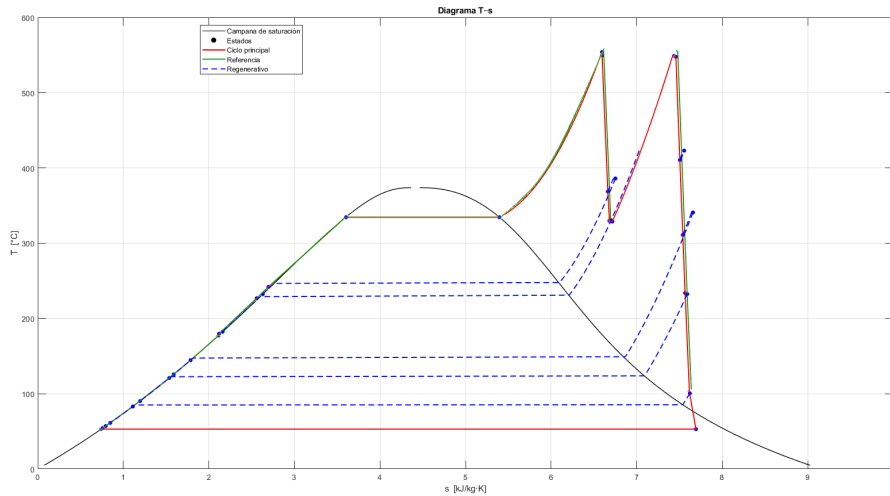


Figura 3.1: Diagrama Temperatura-Entropía (T-s) comparativo: Líneas roja y azul (Modelo) y líneas verdes (Referencia) a 100 % de carga.

3.6. Análisis y discusiones

La evaluación de los resultados obtenidos permite establecer la validez del simulador como herramienta predictiva, identificando claramente sus zonas de alta fidelidad y las limitaciones asociadas a cambios en la topología operativa de la planta. El análisis se desglosa en el desempeño bajo condiciones nominales, las causas estructurales de la divergencia a carga parcial y la evaluación del modelo hidráulico.

3.6.1. Fidelidad del modelo termodinámico del ciclo en condición de diseño

Los resultados confirman que, para el punto de operación nominal (100 % de carga), el modelo reproduce el comportamiento del ciclo con precisión. Las desviaciones globales en potencia neta y eficiencia térmica, inferiores al 1 %, validan la arquitectura modular y la formulación adoptada para cada modelo. Más relevante aún es el análisis estadístico de las variables de estado, donde las diferencias relativas promedio en temperatura y entalpía se mantienen en rangos mínimos (orden de 1,3 % y 0,9 % respectivamente). Esto indica que el modelo captura correctamente la distribución de energía a lo largo del tren regenerativo y el generador de vapor. En términos prácticos,

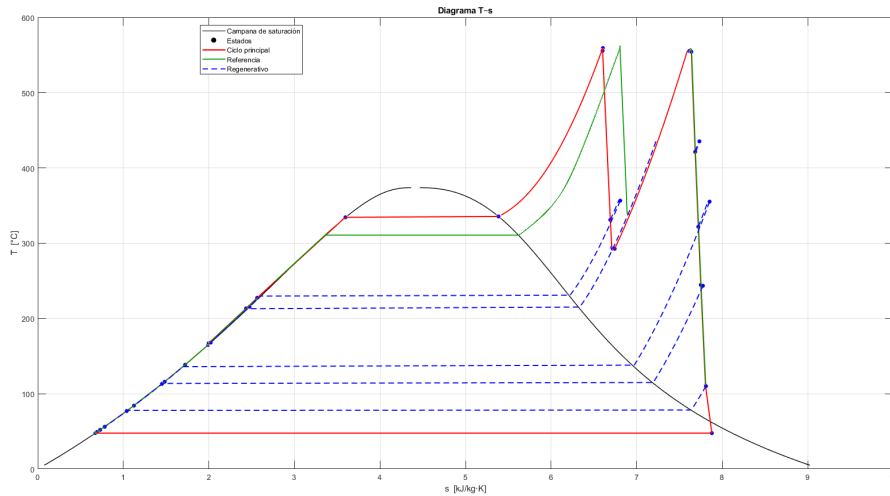


Figura 3.2: Diagrama Temperatura-Entropía (T-s) comparativo: Líneas roja y azul (Modelo) y líneas verdes (Referencia) a 75 % de carga.

esta coincidencia asegura que la "línea base" sobre la cual se estudiarán posteriormente fluctuaciones de variables críticas o se aplicarán resistencias de ensuciamiento es termodinámicamente consistente con la realidad de la planta, proporcionando un punto de partida robusto para los estudios de sensibilidad y mantenimiento.

3.6.2. Impacto de la configuración operativa en cargas parciales

Al desplazarse hacia el escenario de 75 % de carga, se observa una degradación en la capacidad predictiva del modelo, evidenciada por una discrepancia en el trabajo neto cercana al 10,7 % y una desviación en la eficiencia térmica de aproximadamente 2 puntos porcentuales. El análisis detallado de las corrientes revela que esta divergencia no es atribuible a una falla en las ecuaciones de transferencia de calor, sino a una diferencia estructural en la configuración de la planta respecto al alcance definido en la memoria.

En el caso de estudio, la referencia a carga parcial, se habilita el servicio del precalentador $AP\#0$, un equipo auxiliar ubicado inmediatamente antes del economizador. Su función es elevar la temperatura del agua de alimentación por encima de un umbral crítico para evitar el congelamiento de las sales fundidas en el generador de vapor cuando el flujo másico de sales disminuye. La activación de este componente, alimen-

tado por vapor de caldera auxiliar, altera el perfil térmico, elevando la temperatura de entrada al economizador y modificando la demanda de calor en el resto del tren. Al no incluir este equipo en el volumen de control del simulador (conforme a los alcances declarados), el modelo fuerza el cierre del balance de energía redistribuyendo las cargas térmicas en los equipos restantes. Esto genera un efecto cascada que distorsiona las variables termodinámicas, explicando la mayor parte de la desviación observada en los indicadores globales.

3.6.3. Evaluación del modelo hidráulico y perfil de presiones

Un hallazgo relevante del análisis estadístico es el comportamiento de la variable presión. Mientras que a plena carga el error es bajo, a 75 % de carga se registra una diferencia promedio cercana al 15 % con una alta desviación estándar. Esta dispersión sugiere que el error no es sistémico (un sesgo uniforme), sino local y dependiente del régimen de flujo.

La magnitud de estas discrepancias indica las limitaciones de modelar las pérdidas de carga mediante factores porcentuales fijos. En la realidad operativa, la reducción de carga conlleva el cierre parcial de válvulas de control y cambios no lineales en las pérdidas por fricción (que dependen del cuadrado de la velocidad).

3.6.4. Implicancias para los objetivos del estudio

El análisis demuestra que la herramienta es confiable para simular el ciclo en su configuración nominal y en rangos de carga alta donde la topología del ciclo se mantiene constante (sin intervención de equipos auxiliares como el precalentador AP#0). Dado que los fenómenos de ensuciamiento crítico y las mayores penalizaciones económicas ocurren predominantemente durante la operación a plena carga, el modelo se considera validado para cumplir con misiones posteriores: estudiar influencias de variables críticas del tren de calentamiento, evaluar la degradación térmica de los precalentadores y optimizar las políticas de limpieza. Las limitaciones detectadas a carga parcial deben ser consideradas al interpretar resultados en regímenes transitorios o de baja carga, pero no invalidan la utilidad del modelo para la gestión del mantenimiento en condiciones

de producción.

3.6.5. Trabajos futuros

El modelo construido en esta memoria deja abiertas varias líneas de trabajo que pueden darle más profundidad y utilidad práctica. Una de las más evidentes es incorporar de manera explícita la parte hidráulica que hoy está “escondida” en las condiciones de borde. Modelar bombas de condensado y de agua de alimentación, junto con las pérdidas de carga en tuberías y válvulas, permitiría cerrar el ciclo entre caudales, estados termodinámicos y consumo eléctrico del tren de bombeo. Con eso el modelo termodinámico del ciclo podría evaluar, en una misma plataforma, la eficiencia térmica del ciclo y el costo hidráulico asociado a mover el agua, algo relevante cuando se habla de operación eficiente a largo plazo.

También aparece como un paso lógico abandonar la dependencia exclusiva de los valores de UA de servicio entregados por el fabricante. La planta dispone de históricos de operación, aunque sean parciales, y existe literatura sobre identificación de parámetros con datos SCADA. Adaptar esas metodologías para ajustar UA efectivos en precalentadores y desgasificador permitiría que el modelo deje de ser solo “de diseño” y se acerque al comportamiento real de la instalación. Una calibración periódica de estos coeficientes ayudaría además a detectar deriva en el desempeño de los equipos, lo que se puede traducir en alertas tempranas de ensuciamiento o problemas de distribución interna.

Otra extensión con bastante sentido práctico es sacar al modelo del confort del régimen estacionario y acercarlo a lo que ve la planta en el día a día. Incluir cambios lentos de carga, arranques y detenciones, y con ello activar el rol del precalentador AP#0 y los distintos by-pass, permitiría analizar estrategias de operación fuera del 75-100 % de carga que se usó como marco en esta memoria. Eso requiere incorporar términos de almacenamiento de energía en algunos equipos, pero no rompe la lógica modular actual, de hecho la refuerza.

Finalmente, el modelo podría ganar mucho si se conecta de manera más estrecha con el campo solar y el lazo de sales fundidas. Aunque sea con una representación

agregada, incorporar la variabilidad de la irradiancia y su efecto sobre el generador de vapor permitiría estudiar cómo decisiones sobre niveles, presión de desgasificador o momentos de limpieza se traducen en la capacidad real de seguir consignas de potencia. Ese acoplamiento convertiría al modelo en una herramienta integrada de apoyo a la operación y al mantenimiento, útil no solo para analizar casos de estudio, sino también para tomar decisiones en una planta CSP que opera en régimen comercial.

Para dar cierre al capítulo, y en respuesta al objetivo específico N°2 de esta memoria, se dispone ahora de una plataforma de simulación validada que no solo cuantifica el desempeño global del ciclo, sino que ofrece una resolución interna detallada de indicadores de interés posterior, como TTD y DCA. Esta capacidad es el cimiento necesario para abordar, en los capítulos siguientes, la determinación de las variables críticas de operación y la optimización tecno-económica de las políticas de limpieza, transitando así desde el modelado descriptivo hacia la gestión prescriptiva del mantenimiento en plantas termosolares.

Capítulo 4

Análisis del tren de calentamiento y variables críticas de operación

En el capítulo anterior se desarrolló y validó un modelo termodinámico detallado del ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento de la planta de torre central. Se obtuvo una herramienta capaz de reproducir con desviaciones inferiores al 1 % en potencia neta y eficiencia térmica para el punto de operación nominal en condición limpia, especialmente en torno al punto de diseño a plena carga. Ese modelo constituye el punto de partida de este capítulo.

El foco ahora se traslada desde la validación global del ciclo hacia el estudio específico del tren de calentamiento de agua de alimentación y del desgasificador. Estos equipos definen la trayectoria térmica del agua antes de ingresar al generador de vapor y condicionan tanto la eficiencia del ciclo como la seguridad operativa del sistema de sales. En particular, parámetros como el nivel en los precalentadores, las fracciones de extracción de vapor y las temperaturas de drenaje determinan los márgenes frente a venteo del desgasificador y fenómenos como el flashing o la inundación.

Con este contexto, el capítulo aborda el Objetivo Específico N°3 de la memoria, orientado a identificar las variables críticas de los precalentadores de baja y alta presión y del desgasificador que definen el punto de operación óptimo del tren de calentamiento. Para ello se extiende el modelo del capítulo 3 incorporando de forma explícita el efecto del nivel en los precalentadores sobre el área activa de intercambio y sobre los balances de masa y energía asociados al drainback. Sobre esta base se construyen si-

mulaciones paramétricas y paneles de visualización que permiten explorar la respuesta del sistema frente a variaciones de carga y de condiciones operacionales.

En las siguientes secciones se describe brevemente la metodología adicional implementada respecto al modelo base, se delimitan los alcances y limitaciones del análisis y se presentan los resultados obtenidos para distintas configuraciones de operación. A partir de estos resultados se discuten rangos de operación recomendados, sensibilidades relevantes y compromisos entre rendimiento energético y robustez operativa, preparando el camino para el capítulo posterior dedicado a la evaluación del ensuciamiento y a la optimización de políticas de limpieza.

4.1. Metodología

La metodología de este capítulo se construye sobre el modelo termodinámico desarrollado y validado en el Capítulo 3. Ese modelo del ciclo Rankine regenerativo con recalentamiento se mantiene como “núcleo” de cálculo, mientras que las modificaciones introducidas se concentran en el tren de calentamiento de agua de alimentación y en la representación del desgasificador. El objetivo no es redefinir el ciclo completo, sino dotar al esquema existente de capacidad para estudiar cómo cambian las variables internas cuando se modifican el nivel de los precalentadores y otros parámetros operativos asociados.

4.1.1. Integración con el modelo base

En primer lugar, se conserva la misma estructura modular implementada en MATLAB para el ciclo completo. Los estados termodinámicos básicos (presión, temperatura, entalpía y entropía) se siguen evaluando con IAPWS-IF97 mediante la librería XSteam, y se respetan las mismas condiciones de contorno de entrada y salida definidas en el capítulo anterior para los puntos de carga analizados.

Sobre esta base, el tren de calentamiento se trata como un “submodelo” embebido dentro del ciclo general. Para cada condición de operación se resuelve primero el balance global del ciclo y, a partir de este, se calcula el comportamiento interno de los precalentadores y del desgasificador. De esta forma se garantiza la consistencia entre el análisis local y el desempeño global de la planta.

4.1.2. Modelo local de nivel en un precalentador sin *drainback*

El primer paso para incorporar el efecto del nivel en los precalentadores consiste en estudiar de forma aislada el comportamiento térmico de un equipo representativo. Para ello se desarrolló un modelo específico del precalentador de alta presión AP#1, sin *drainback*, que permite cuantificar cómo varían el Drain Cooler Approach (DCA), el Terminal Temperature Difference (TTD) y la potencia transferida en función del nivel de agua en la carcasa.

El modelo discretiza el precalentador en tres zonas térmicas, consistentes con la configuración física del equipo y con el enfoque presentado por Hossienalipour et al. [19]: sobrecalentador, condensador y drain cooler. Cada zona se trata como un intercambiador de calor separado, caracterizado por un coeficiente global de transferencia de calor y un esquema de flujo apropiado, y se conectan en serie por el lado del agua de alimentación.

Definición de condiciones de diseño y barrido de nivel

Para AP#1 se fijan, en primer lugar, las condiciones de diseño del lado frío y caliente, a partir de la información del caso de referencia: caudal y estado termodinámico del agua de alimentación a la entrada, caudal y temperatura de vapor sobrecalentado de extracción, así como la presión de operación del lado de carcasa. Con estos datos se calculan las capacidades caloríficas de ambos lados, las entalpías de líquido saturado, vapor saturado y vapor sobrecalentado y las propiedades volumétricas del condensado y del vapor.

Los coeficientes globales de transferencia de calor se obtienen a partir de los valores de UA en condición de diseño para cada zona. En el caso del drain cooler se utiliza, además, la relación entre el coeficiente de película en régimen bifásico y monofásico reportada por Hossienalipour [19], lo que permite ligar la fracción bifásica efectiva con el área disponible en cada condición de nivel.

Sobre esta base se define un vector de niveles de agua h_w en la carcasa, que cubre un rango amplio por encima y por debajo de la altura de sifón y del nivel de diseño. Para cada valor de h_w se resuelven de manera secuencial las tres zonas del precalentador y

se registran los indicadores característicos:

- $DCA = T_{drenaje,salida} - T_{FW,entrada}$, que mide el acercamiento entre el drenaje y el agua de alimentación en el drain cooler.
- $TTD = T_{sat} - T_{FW,salida}$, que caracteriza el acercamiento terminal en la salida del condensador y desrecalentador.
- Potencia total transferida en el precalentador, suma de los aportes de las tres zonas.

Estas curvas $DCA(h_w)$, $TTD(h_w)$ y $Q(h_w)$ permiten identificar rangos de operación aceptables, sensibilidades y zonas donde el comportamiento se vuelve crítico.

Modelo del *drain cooler* con nivel variable

El drain cooler es la zona donde el nivel tiene un impacto más directo. El modelo distingue dos regímenes que se detallan a continuación.

El primero es para niveles iguales o superiores a la altura de sifón, el drenaje se encuentra totalmente inundado. El intercambio se representa como un intercambiador monofásico de contracorriente, con un esquema ε -NTU clásico y el UA_{DC} nominal de diseño. A partir de la efectividad calculada se obtienen la potencia intercambiada y las temperaturas de salida.

El segundo es para niveles inferiores a la altura de sifón, el drenaje entra en la carcasa con una mezcla bifásica. La sección transversal se separa en área ocupada por líquido y vapor mediante una relación geométrica en función de h_w , y, a partir de las razones volumétricas, se estima la fracción de calidad en la zona de entrada. Esta fracción determina la parte de la potencia asociada a condensación en película sobrecalentada. Luego se plantea un balance de UA entre tramo monofásico y bifásico, en el cual la suma de las superficies equivalentes debe ser coherente con el UA total disponible. Mediante un procedimiento iterativo se determina la temperatura intermedia del agua que cumple la condición de equivalencia y se obtienen las potencias de cada tramo y la temperatura del drenaje a la salida.

Este esquema permite reflejar de forma explícita la pérdida de desempeño del drain cooler cuando el nivel cae por debajo del valor nominal, la reducción del área efectiva de intercambio y el aumento resultante del DCA.

Modelo del condensador con inundación parcial

La segunda zona se asocia a la condensación del vapor de extracción sobre el haz tubular. Aquí el nivel afecta principalmente la fracción del área de transferencia que permanece en contacto con vapor y la fracción que se encuentra sumergida en condensado. Para niveles iguales o inferiores al nivel de diseño se asume que todo el área relevante está en contacto con vapor y se utiliza el UA nominal. En cambio, para niveles superiores se calcula una fracción sumergida proporcional al sobrellenado y se penaliza el UA de esa fracción, asumiendo un coeficiente de película sensiblemente menor en convección natural dentro del condensado.

El resultado es un UA efectivo que disminuye a medida que se incrementa el nivel sobre el valor de diseño, lo que se traduce en mayores valores de TTD y en una reducción de la capacidad de condensación disponible para un mismo salto térmico.

Modelo del sobrecalentador

La tercera zona representa el sobrecalentamiento del vapor de extracción desde su condición inicial sobrecalentada hasta la vecindad de la saturación. Se utiliza nuevamente la formulación ε -NTU para un intercambiador de contracorriente, con capacidades caloríficas calculadas a partir de las propiedades específicas del vapor y del agua de alimentación. El modelo impone un límite físico adicional, de modo que la potencia de la zona no puede superar la necesaria para llevar el vapor hasta la temperatura de saturación, evitando así resultados no realistas de condensación en esta etapa.

Construcción de la función $Q = f(h_w)$

A partir del barrido de niveles se obtiene un conjunto de puntos discretos de potencia total del precalentador para diferentes valores de h_w . Para facilitar la integración

posterior con el modelo del ciclo completo, estos datos se ajustan mediante una interpolación suave, generando una función continua $Q(h_w)$ que aproxima el comportamiento simulado. Esta función es la base para, en el siguiente paso, sustituir el precalentador ideal del modelo de ciclo por un elemento cuyo desempeño depende explícitamente del nivel.

En síntesis, el modelo local de $AP\#1$ permite cuantificar de manera detallada cómo el nivel de agua en la carcasa modifica la distribución de potencias entre desrecalentador, condensador y drain cooler, y cómo esto se refleja en los indicadores DCA y TTD. Este mismo modelo es replicable para precalentadores que no tienen drainback, en este caso son $AP\#1$ y $BP\#3$ (haciendo los ajustes en parámetros de entrada respectivos). Adicionalmente, sobre esta misma estructura se construye la función general que reutiliza los núcleos de cálculo, pero reemplaza las condiciones de diseño por los caudales y estados termodinámicos entregados por el modelo del ciclo para evaluar la influencia del nivel en el comportamiento global de la planta.

4.1.3. Modelo local de precalentadores con *drainback*

En los precalentadores que operan con drainback la estructura general del modelo es la misma que en el caso sin drainback. Se siguen distinguiendo tres zonas térmicas en la carcasa, asociadas al desrecalentador, condensador y al drain cooler, y se reutilizan los mismos núcleos de cálculo presentados en la subsección anterior. La diferencia clave está en la caracterización del fluido caliente que entra al drain cooler, porque en este caso no es solo el condensado de extracción, sino la mezcla entre el condensado y el caudal de retorno del sistema de drainback.

El punto de partida es el balance másico en el colector de condensados que alimenta el drain cooler. El caudal total que atraviesa esta primera zona se calcula como

$$\dot{m}_{mezcla} = \dot{m}_{h,in} + \dot{m}_{db} \quad (4.1)$$

donde $\dot{m}_{h,in}$ corresponde al caudal de condensado procedente de la extracción de turbina y $\dot{m}_{db}$ es el caudal de drenaje que viene del precalentador aguas abajo. Ambos flujos se suponen a la misma presión de carcasa $P_{h,in}$. La entalpía de la mezcla se

obtiene mediante un balance de energía

$$h_{\text{mezcla}} = \frac{\dot{m}_{h,\text{in}} h_{\text{cond}} + \dot{m}_{db} h_{db}}{\dot{m}_{\text{mezcla}}} \quad (4.2)$$

donde h_{cond} es la entalpía del condensado saturado a $P_{h,\text{in}}$ y h_{db} es la entalpía del retorno de drainback a la misma presión y a la temperatura T_{db} . A partir de h_{mezcla} se determina la temperatura efectiva de entrada al drain cooler, $T_{h,\text{in,mezcla}}$, y el calor específico del líquido caliente asociado a esa mezcla.

El modelo incorpora dos salvaguardas para mantener coherencia física. Si la temperatura calculada de la mezcla supera la temperatura de saturación a $P_{h,\text{in}}$, se fuerza

$$T_{h,\text{in,mezcla}} = T_{\text{sat}} \quad (4.3)$$

donde T_{sat} es la temperatura de saturación correspondiente a $P_{h,\text{in}}$, y se adopta el calor específico del líquido saturado a esa presión. Además, si el cálculo del calor específico de la mezcla entrega valores no válidos, se corrige también utilizando el calor específico del líquido saturado. De este modo se asegura una representación consistente del condensado mezclado que ingresa al drain cooler.

Una vez definida la mezcla, el esquema de cálculo de las tres zonas se mantiene análogo al caso sin drainback. En la zona de drain cooler se emplea la mezcla como corriente caliente, es decir, se utilizan $\dot{m}_{\text{mezcla}}$, $T_{h,\text{in,mezcla}}$ y el calor específico de la mezcla como datos de entrada, mientras que la corriente fría sigue siendo el agua de alimentación. El nivel de agua en la carcasa, h_w , determina la fracción monofásica y bifásica en la sección transversal, la calidad de entrada y el reparto de área entre líquido y vapor, lo que define el valor efectivo de UA disponible en esta zona.

En el condensador se conserva la misma lógica introducida en el modelo sin drainback. La temperatura de entrada del agua de alimentación al condensador es la salida del drain cooler, y el valor efectivo de UA se ajusta en función del nivel h_w y del posible fenómeno de inundación sobre la superficie de condensación. Además, se mantiene la restricción de que la potencia intercambiada no puede exceder el calor latente disponible para el condensado de extracción.

En el desrecalentador se reutiliza el mismo núcleo de cálculo. El vapor de extrac-

ción se enfría sensiblemente desde su temperatura de entrada hasta, como máximo, la temperatura de saturación, y no se permite que la transferencia de calor supere el contenido sensible entre $T_{h,in}$ y T_{sat} . La corriente fría en esta zona es la salida del condensador, por lo que el efecto del nivel se transmite de manera indirecta, a través de la temperatura del agua de alimentación que entra al desrecalentador.

En conjunto, el modelo local con drainback conserva la misma estructura en tres zonas que el caso sin drainback, pero incorpora una etapa previa de mezcla entre condensado y retorno de drainback que modifica el estado termodinámico de la corriente caliente en el drain cooler. Esto permite representar de forma más realista cómo el caudal y la temperatura del drenaje afectan la distribución de potencias Q_{dc} , Q_{cond} y Q_{desup} , así como la sensibilidad de los indicadores DCA y TTD frente a variaciones de nivel en precalentadores que operan con sistemas de drainback.

4.1.4. Acoplamiento del modelo de nivel con el ciclo global

A partir de los modelos locales desarrollados para los precalentadores con y sin drainback se construyeron las funciones de acoplamiento que permiten incorporar explícitamente el nivel de condensado en el modelo del ciclo completo. En esencia, el mismo esquema físico que se utilizó a nivel de equipo se reutiliza dentro del solver del Rankine, pero reemplazando las condiciones de diseño por los caudales y estados termodinámicos que entrega el modelo global en cada punto de operación.

En el caso de los precalentadores sin drainback, representados por *AP#1* y *BP#3*, el modelo local descrito anteriormente se encapsuló en la función `simular_precalentador_sin_db`. Esta función recibe como entrada los caudales de agua de alimentación y de extracción de turbina, las temperaturas y presiones de entrada, el nivel de condensado h_w y el identificador del equipo. Con esa información resuelve secuencialmente las tres zonas térmicas, calculando las potencias en el desobrecalentador, el condensador y el drain cooler, junto con la temperatura de salida del agua. El paso de modelo local a modelo acoplado consiste en sustituir, en el modelo del capítulo 3, la formulación genérica basada en la metodología ε -NTU por una llamada directa a esta función dentro del cálculo del ciclo.

Para cada nivel de estudio h_w , el solver del Rankine entrega los estados termodinámicos de entrada al precalentador y, en lugar de usar un UA constante, delega el cálculo del intercambio de calor en la función acoplada. El resultado es una nueva temperatura de salida del precalentador que alimenta al siguiente eslabón del tren de calentamiento y, en última instancia, modifica la temperatura de entrada al generador de vapor. De esta manera, el nivel de condensado impacta el calor requerido en el generador de vapor, el calor de entrada Q_{in} y la eficiencia térmica global de la planta, sin cambiar la estructura general del modelo.

Un procedimiento análogo se siguió para los precalentadores con drainback, agrupados en $AP\#2$, $BP\#4$ y $BP\#5$. En este caso la función de acoplamiento reutiliza los mismos núcleos de cálculo del modelo local con drainback, incorporando explícitamente la mezcla entre el flujo de condensado y el flujo de retorno del sistema de drenaje, así como la dependencia de las propiedades de la mezcla con la entalpía resultante. La única diferencia conceptual respecto al caso sin drainback es que la potencia en el drain cooler se evalúa usando el caudal y las propiedades de la mezcla, en lugar de un único flujo de condensado. Por lo demás, la lógica de partición en zonas, el tratamiento del régimen bifásico y la forma de limitar las potencias sensible y latente se mantiene coherente con la formulación local.

Sobre esta base se implementaron dos esquemas de acoplamiento. En el primero se analiza el efecto del nivel fijando los caudales de extracción de turbina. Para cada combinación de nivel y precalentador se llama a la función de acoplamiento correspondiente, se obtiene una nueva temperatura de salida del intercambiador y se actualiza el tren de calentamiento hasta el generador de vapor. Con ello se obtiene la sensibilidad de Q_{in} y de la eficiencia global frente a variaciones de nivel, manteniendo inalterado el reparto de caudales en el ciclo.

En el segundo esquema se admite que la planta intente compensar la pérdida de desempeño asociada a niveles desfavorables ajustando el caudal de extracción. Para ello se desarrolló la rutina `recalcular_extraccion_preca`, que resuelve el problema inverso de determinar la extracción necesaria para alcanzar una temperatura objetivo a la salida del precalentador. El problema se plantea como la búsqueda de la raíz de la función

$$F(\dot{m}_{ex}; h_w) = T_{fw,out}(h_w, \dot{m}_{ex}) - T_{fw,out,ref}(h_w)$$

donde $T_{fw,out}$ se obtiene llamando a la función de acoplamiento con el nivel y la extracción de prueba, mientras que $T_{fw,out,ref}$ es la temperatura objetivo. Esta temperatura de referencia se definió inicialmente como la temperatura de diseño, independiente del nivel, aunque se observó que para niveles muy degradados el modelo no logra alcanzarla ni siquiera con una extracción máxima razonable. Para evitar soluciones poco realistas se adoptó una estrategia alternativa, en la que $T_{fw,out,ref}(h_w)$ se obtiene ejecutando primero el modelo del capítulo 3 en condición de diseño y utilizando la función de acoplamiento para las condiciones de diseño recién obtenidas y el nivel a evaluar, produciendo una temperatura objetivo dependiente de h_w y más representativa del comportamiento real del equipo.

En ambos esquemas se impusieron límites físicos al caudal de extracción, acotándolo entre un valor mínimo positivo y un máximo definido como múltiplo del caudal nominal. Si el residuo F resulta negativo en todo el intervalo, se interpreta que incluso con la extracción máxima no es posible alcanzar la temperatura objetivo y la solución se satura en el límite superior. Si el residuo es siempre positivo, el modelo indica que una extracción mínima ya genera sobrecalentamiento y se selecciona el límite inferior. Solo cuando hay cambio de signo entre los extremos se aplica el algoritmo de búsqueda de raíz y se obtiene una extracción interna que cumple la condición de temperatura con buena precisión.

En conjunto, el uso coherente de las funciones locales con y sin drainback como base para las funciones de acoplamiento permite extender el análisis de nivel desde el dominio del equipo aislado al comportamiento integrado del ciclo. El modelo resultante no solo reproduce las trayectorias de calentamiento con mayor realismo, sino que también permite cuantificar cómo las desviaciones de nivel en cada precalentador se traducen en cambios de Q_{in} , potencia neta y eficiencia global, bajo dos estrategias de operación: extracciones fijas y extracciones ajustadas para mantener temperaturas objetivo de salida.

4.1.5. Modelo del desgasificador

A diferencia de los precalentadores cerrados, en el desgasificador el nivel de condensado no actúa como variable crítica de intercambio térmico, sino como una variable

de inventario que garantiza su función de estanque de alimentación para las bombas de agua alimentación. El equipo se modela como un precalentador abierto operando a presión prácticamente uniforme, donde todas las corrientes líquidas y de vapor se mezclan hasta alcanzar una condición de agua saturada a la presión del tanque. Por esta razón, en este caso la variable de control crítica es la presión del desgasificador, mientras que el nivel se mantiene implícitamente dentro de un rango operativo seguro.

El modelo recibe como dato de entrada la presión de operación del desgasificador P_{DA} y calcula la temperatura y entalpías de saturación aguas abajo a partir de las relaciones de equilibrio líquido–vapor. Para cada valor de P_{DA} se evalúan la temperatura de saturación T_{sat} , la entalpía de líquido saturado $h_{f,sat}$ y la entalpía de vapor saturado $h_{g,sat}$. Se considera además un caudal de venteo fijo m_{vent} que representa la purga de gases no condensables y una pequeña fracción de vapor (según indicaciones de fabricante).

Sobre esta base se plantea un balance másico global que agrupa todas las corrientes que llegan al desgasificador, excepto la extracción de turbina, en una contribución fija:

$$m_{fixed,in} = m_{fw,in} + m_{drain,HP} + m_{flash,eva} \quad (4.4)$$

El balance de energía asociado a esas mismas corrientes se resume en

$$E_{fixed,in} = m_{fw,in} h_{cond,LP} + m_{drain,HP} h_{drain,HP} + m_{flash,eva} h_{flash,eva} \quad (4.5)$$

donde $h_{cond,LP}$ es la entalpía del condensado de baja presión recalculada a la presión del desgasificador. El aporte de la extracción de turbina se representa mediante un caudal m_{turb} y una entalpía h_{turb} conocida a partir del modelo de la turbina.

Se asume que el agua a la salida del desgasificador se encuentra como líquido saturado a la presión P_{DA} , de modo que la condición de salida queda fijada por $T_{fw,out} = T_{sat}$ y $h_{fw,out} = h_{f,sat}$. El balance de energía total puede escribirse como

$$E_{fixed,in} + m_{turb} h_{turb} = m_{fw,out} h_{f,sat} + m_{vent} h_{g,sat} \quad (4.6)$$

mientras que el balance de masa global es

$$m_{fixed,in} + m_{turb} = m_{fw,out} + m_{vent}. \quad (4.7)$$

Combinando ambas expresiones y despejando el caudal de extracción requerido se obtiene una expresión explícita para $m_{turb,req}$:

$$m_{turb,req} = \frac{m_{fixed,in} h_{f,sat} + m_{vent} (h_{g,sat} - h_{f,sat}) - E_{fixed,in}}{h_{turb} - h_{f,sat}} \quad (4.8)$$

donde $h_{g,sat} - h_{f,sat} = h_{fg}$ es el calor latente de vaporización a la presión del desgasificador. El denominador refleja la diferencia de entalpía entre el vapor extraído de turbina y el líquido saturado en el tanque, por lo que el modelo impone un límite inferior a esta diferencia para evitar singularidades numéricas. Si el denominador es muy pequeño o negativo, la función fuerza $m_{turb,req} = 0$ y mantiene la condición de saturación en el desgasificador con las corrientes fijas disponibles.

Una vez determinado $m_{turb,req}$, el modelo actualiza el caudal de agua de alimentación a la salida del desgasificador mediante

$$m_{fw,out} = m_{fixed,in} + m_{turb,req} - m_{vent} \quad (4.9)$$

y fija la temperatura y entalpía de salida como $T_{fw,out} = T_{sat}$ y $h_{fw,out} = h_{f,sat}$. De este modo, para cada valor de presión de operación P_{DA} la función entrega el caudal mínimo de extracción de turbina que garantiza agua de alimentación saturada en el desgasificador, además del caudal neto disponible para las bombas.

En la estrategia de simulación, esta función se evalúa sobre un rango de presiones del desgasificador. A medida que se incrementa la presión, aumenta la temperatura de saturación en la salida del equipo y se requiere un mayor flujo másico de extracción, lo que reduce la potencia neta del ciclo pero también disminuye el calor requerido en el generador de vapor. La relación entre estas dos tendencias genera un compromiso entre W_{net} y Q_{in} que define un punto de operación óptimo para el desgasificador en términos de eficiencia global del ciclo Rankine regenerativo.

4.1.6. Estrategia de simulación y análisis de sensibilidad

Una vez integradas las funciones de nivel en el modelo global del ciclo, se definió una estrategia de simulación basada en análisis de sensibilidad respecto al nivel de condensado en cada precalentador y a la presión de operación del desgasificador. El objetivo es cuantificar cómo variaciones sistemáticas de estas variables se traducen en cambios locales en el tren de calentamiento y en indicadores globales de desempeño de la planta.

Para cada precalentador se define un conjunto de niveles de estudio h_w dentro de un rango físicamente alcanzable, acotado entre un mínimo por encima del fondo de la carcasa y un máximo igual al diámetro interno. Para cada valor de ese vector de niveles se ejecuta el modelo completo de la planta, que resuelve el ciclo Rankine incorporando la función de acoplamiento correspondiente al precalentador bajo análisis. En cada iteración, el modelo evalúa el comportamiento del equipo con el nivel fijado y entrega como salida la nueva temperatura de agua de alimentación a la salida del precalentador, la potencia total intercambiada y, cuando corresponde, el caudal de extracción de turbina asociado. Sobre esta base se registran, para cada nivel, los siguientes indicadores: eficiencia térmica global de la planta, potencia neta del ciclo, calor suministrado al generador de vapor, temperatura de salida del agua en el precalentador y caudal de extracción necesario en ese punto de operación.

La estrategia permite trabajar en dos regímenes conceptualmente distintos para los precalentadores cerrados. En el primero, el caudal de extracción de turbina se mantiene fijo y el nivel de condensado actúa únicamente degradando la transferencia de calor, de modo que la variación de nivel se refleja directamente en la temperatura de salida del precalentador, en el calor requerido en el generador de vapor y, en consecuencia, en la eficiencia global. En el segundo régimen, se activa la rutina de recálculo de extracción y el modelo ajusta el caudal de vapor extraído para intentar mantener una temperatura de salida objetivo en el precalentador. En este caso, el impacto del nivel se observa tanto en la evolución del esfuerzo del sistema de control (mayor o menor extracción requerida) como en la variación de la potencia neta de la planta.

El desgasificador se integra al esquema de forma análoga, pero considerando como variable crítica la presión de operación y no el nivel de condensado. Se define un vector

de presiones de estudio en el rango 5–15 bar y, para cada valor, el modelo llama a la función del desgasificador que calcula el caudal mínimo de extracción de turbina requerido para garantizar agua saturada a la salida del tanque. Ese nuevo caudal de extracción se ingresa en el modelo global del ciclo y se registran, para cada presión, la temperatura de salida del agua del desgasificador, el caudal neto de agua de alimentación disponible y los indicadores globales de desempeño (potencia neta y calor de entrada al generador de vapor). Esto permite explorar el compromiso entre aumento de temperatura de alimentación, consumo de calor en el generador de vapor y penalización en potencia neta a medida que se incrementa la presión del desgasificador.

El análisis de sensibilidad se replica de manera sistemática para cada uno de los precalentadores del tren de calentamiento y para el desgasificador, respetando sus características geométricas, la presencia o ausencia de drainback, los caudales de extracción que los alimentan y el rango operativo de presión del tanque. Con ello se obtiene, para cada equipo, una familia de trayectorias que relacionan nivel de condensado o presión, variables locales de operación y desempeño global del ciclo, que luego se interpretan mediante paneles gráficos donde se resumen el esfuerzo de control, la consecuencia térmica y el impacto en eficiencia de la planta.

4.2. Alcances y limitaciones

En este capítulo se mantienen los alcances, supuestos y simplificaciones establecidos en la Sección 3.4, trabajando sobre el mismo modelo base del ciclo Rankine regenerativo. En particular, el análisis se restringe a la condición de operación nominal a 100 % de carga, que corresponde al punto en que el modelo global fue validado en el capítulo anterior y donde el impacto económico del ensuciamiento y de las desviaciones en el tren de calentamiento resulta más relevante. Sobre esa base, este capítulo no redefine el modelo global, sino que se apoya en él para superponer el efecto del nivel de condensado en los precalentadores y evaluar su impacto sobre el desempeño de la planta.

En cuanto al alcance del estudio, las simulaciones del presente capítulo se han planteado de forma desagregada, analizando la influencia de cada precalentador y del des-

gasificador por separado sobre el comportamiento global del ciclo. No se han considerado escenarios de perturbación simultánea ni estrategias de control coordinadas por zonas, sino que se ha mantenido la hipótesis de lazos de control locales independientes para cada equipo, tal como ocurre en la operación real de la planta. Esta decisión metodológica permite aislar con claridad el efecto de cada variable manipulada, pero constituye a la vez una limitación, ya que los resultados no capturan posibles interacciones dinámicas entre equipos que podrían aparecer en una optimización conjunta del tren de calentamiento.

El precalentador $AP\#0$ se mantiene fuera del alcance del análisis de nivel, en línea con lo establecido en el capítulo 3. Este equipo se ubica inmediatamente antes del generador de vapor y su función principal es acondicionar el agua de alimentación para evitar riesgos de congelamiento de las sales durante el intercambio de calor. Dado su rol específico de protección frente a la solidificación y la falta de información detallada sobre su control de nivel, $AP\#0$ se sigue tratando como una unidad cuyo comportamiento global está incorporado en el modelo de referencia, pero sin resolver de forma explícita la influencia de su nivel interno sobre la operación del ciclo.

En cuanto a las limitaciones, el análisis de nivel se formula en régimen cuasi estacionario. Cada punto de nivel se interpreta como una condición de operación estable, sin representar la dinámica temporal del lazo de control, ni fenómenos transitorios como oscilaciones de nivel, llenado de carcassas, golpes de ariete locales o interacción entre varios lazos simultáneos. Las estrategias de control implícitas se idealizan, ya que el nivel se impone como variable de entrada y, en los escenarios con recálculo de extracción, el modelo ajusta el caudal de vapor en un rango prefijado sin reproducir la lógica detallada de válvulas, transmisores de nivel ni controladores reales.

Por otra parte, la descripción de los regímenes bifásicos y de las zonas inundadas se basa en una aproximación lumped que modifica el coeficiente global de transferencia de calor y acota la potencia máxima intercambiable mediante balances energéticos simples. No se resuelven explícitamente efectos de distribución no uniforme del condensado, canalizaciones preferenciales, formación de colchones de vapor ni inestabilidades de dos fases en el interior de la carcassa. Del mismo modo, el ratio entre coeficientes de película en régimen monofásico y bifásico se toma de la literatura y se aplica por analogía a los equipos de la planta, lo que introduce una fuente adicional de incertidumbre.

Finalmente, los resultados de sensibilidad se interpretan bajo un enfoque en el que se considera que el resto de las variables de la planta permanece en condición limpia y que el único mecanismo de degradación relevante es la desviación del nivel respecto a su valor de diseño. No se combinan en esta etapa los efectos de ensuciamiento, pérdidas adicionales de carga, desviaciones de válvulas de control u otras anomalías de operación, por lo que los impactos cuantificados representan el efecto marginal atribuible exclusivamente al nivel de condensado. Esta simplificación es coherente con el objetivo del capítulo, que busca aislar y cuantificar la sensibilidad del ciclo frente a las variables de nivel, pero debe tenerse presente al extrapolar los resultados hacia escenarios reales donde coexisten múltiples fuentes de degradación.

4.3. Resultados

Con el fin de evitar una sobrecarga gráfica y, al mismo tiempo, mostrar comportamientos representativos, en esta sección se presentan solo los resultados para cuatro precalentadores: *AP#1* y *AP#2* en el tren de alta presión, y *BP#3* y *BP#4* en el tren de baja presión. *AP#1* y *BP#3* ilustran el caso de precalentadores cerrados sin drainback, ubicados al final de cada tren, mientras que *AP#2* y *BP#4* representan la configuración con drainback en alta y baja presión, respectivamente. Para cada uno de ellos se incluye un gráfico de tres paneles que resume el esfuerzo del sistema de control (caudal de extracción), la consecuencia térmica (temperatura de salida del agua) y el impacto en la eficiencia global de planta en función del nivel de condensado. Adicionalmente, se muestran las curvas DCA–nivel y TTD–nivel en aquellos equipos donde la sensibilidad del condensador resulta más marcada. Los resultados análogos para el resto de los precalentadores, así como las variantes de simulación con caudal de extracción fijo, se recopilan en el Anexo A.

El degasificador se trató de forma análoga, pero tomando como variable de estudio la presión de operación en lugar del nivel. Para este equipo se construyó también una figura de tres paneles (Figura 4.8) en la que se muestra, en primer lugar, el caudal de extracción de turbina calculado por la función del degasificador en función de la presión P_{DA} ; en segundo lugar, la temperatura de salida del agua de alimentación, que

coincide con la temperatura de saturación a dicha presión; y en tercer lugar, la eficiencia térmica global del ciclo evaluada para cada punto del barrido entre 5 y 15 bar. Esta figura resume cómo el aumento de presión en el desgasificador exige mayores caudales de extracción y modifica simultáneamente la condición de entrada al tren de alta presión y el desempeño global del ciclo.

Adicionalmente, se generó una figura específica que explicita el compromiso entre potencia neta y calor suministrado al generador de vapor para distintas presiones del desgasificador, es decir, el trade-off entre ganancia de temperatura de alimentación y penalización en generación eléctrica. Dado que esta representación es de interés más detallado y combina varias magnitudes en un mismo plano, se ha incluido en anexo A y se retomará su interpretación en la sección de análisis y discusiones.

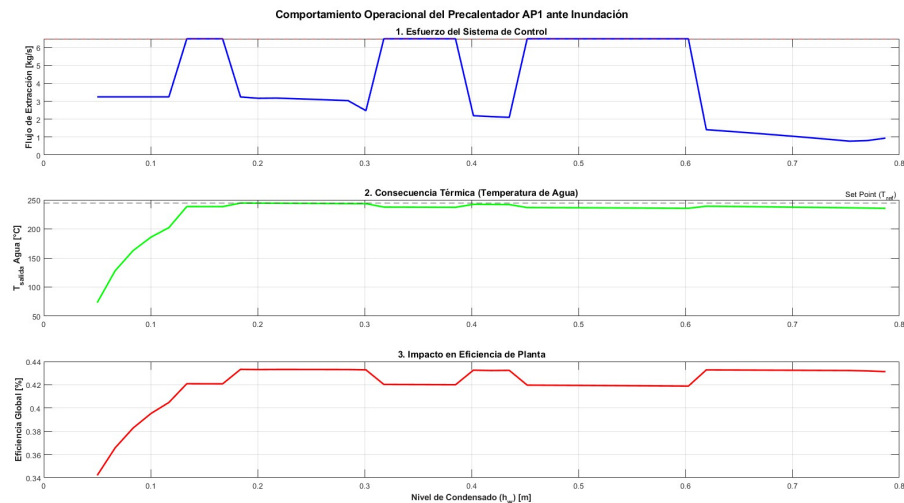


Figura 4.1: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $AP\#1$ y el ciclo.

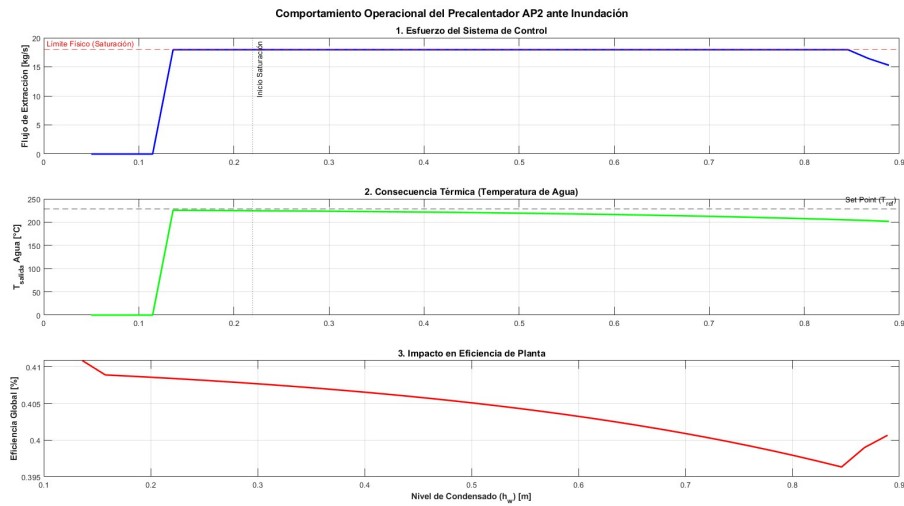


Figura 4.2: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $AP\#2$ y el ciclo.

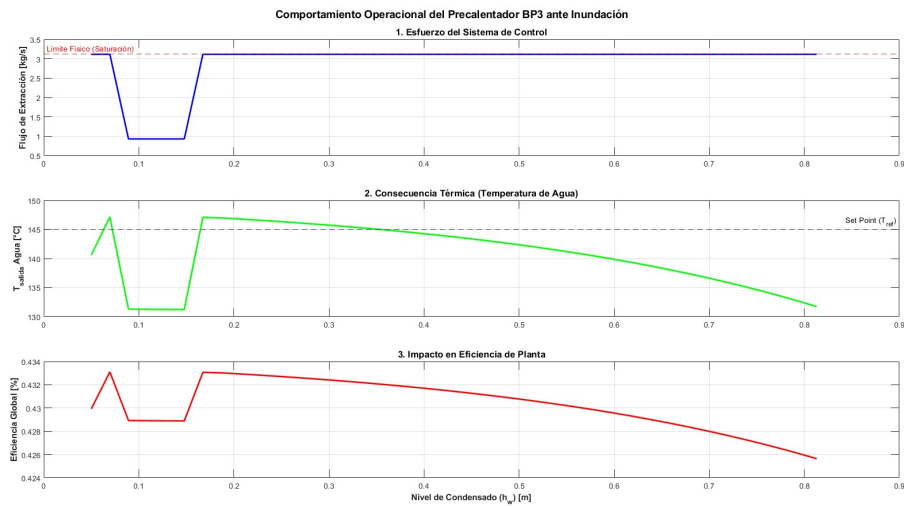


Figura 4.3: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $BP\#3$ y el ciclo.

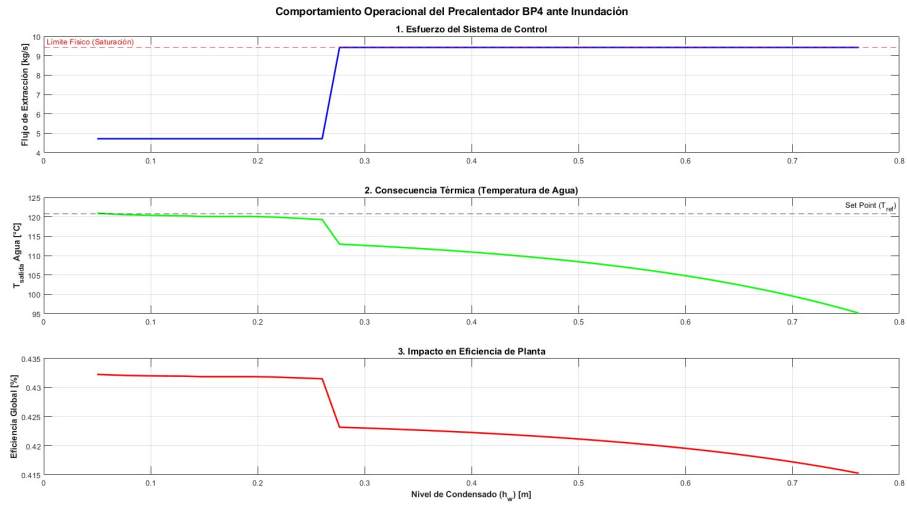


Figura 4.4: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $BP\#4$ y el ciclo.

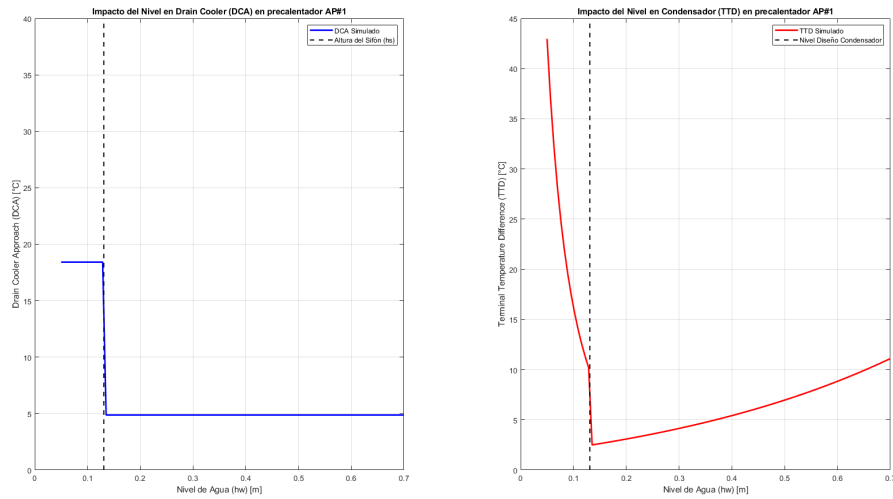


Figura 4.5: Efectos en indicadores característicos de $AP\#1$. Modelo local.

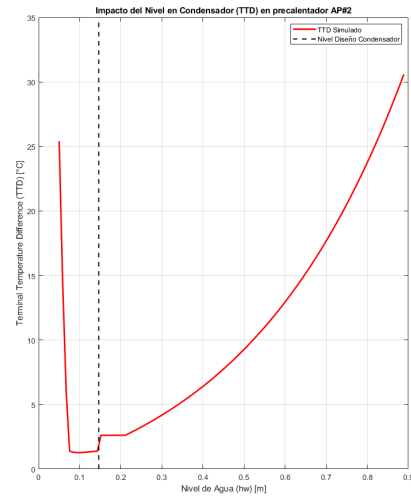
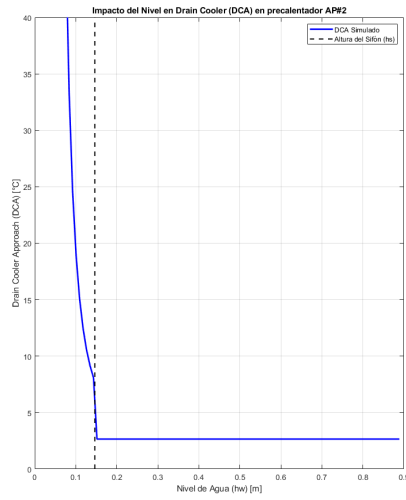


Figura 4.6: Efectos en indicadores característicos de $AP\#2$. Modelo local.

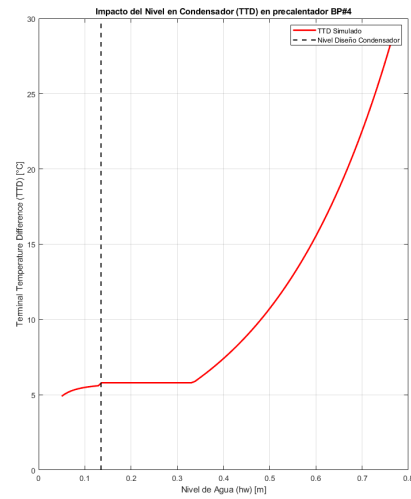
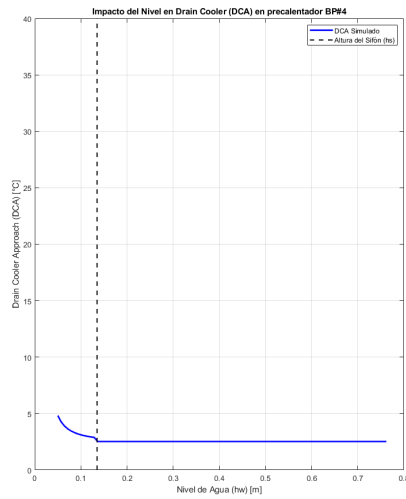


Figura 4.7: Efectos en indicadores característicos de $BP\#4$. Modelo local.

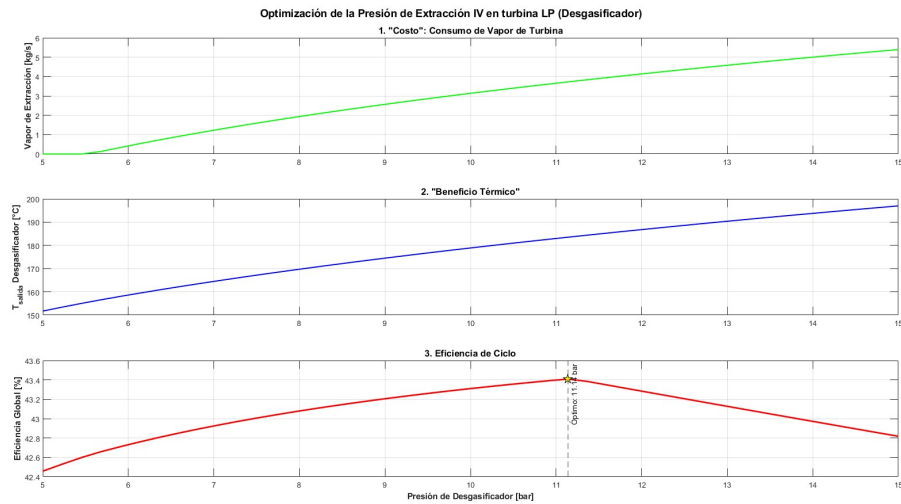


Figura 4.8: Efectos de la variación de presión en desgasificador y el ciclo.

4.4. Análisis y discusiones

La evaluación conjunta de las simulaciones de nivel en los precalentadores y de presión en el desgasificador permite aterrizar el modelo termodinámico del ciclo en términos operativos. A diferencia del capítulo anterior, donde el foco estaba en validar el modelo bajo condiciones limpias y cercanas al diseño, aquí el interés principal es entender cómo se deteriora la respuesta del tren de calentamiento cuando se fuerzan de manera sistemática variables que en operación suelen tratarse como parámetros de ajuste fino, en particular el nivel de condensado y la presión del desgasificador.

El análisis se apoya en los gráficos de tres paneles para cada equipo (Figuras 4.1 a 4.4, junto con los resultados adicionales recopilados en el Anexo A), en las curvas DCA y TTD en función del nivel (Figuras 4.5 a 4.7 y sus análogos restantes) y en la exploración paramétrica de la presión del desgasificador (Figura 4.8 y A.22).

4.4.1. Sensibilidad global del ciclo frente al nivel en los precalentadores

En términos globales, los resultados confirman que el nivel de condensado es una variable sensible, aunque el impacto sobre la eficiencia térmica de la planta se mantiene acotado mientras el sistema opere dentro de una ventana de niveles razonable. En los precalentadores analizados en detalle en la sección de resultados (*AP#1*, *AP#2*, *BP#3* y *BP#4*) la eficiencia global presenta variaciones del orden de unas pocas décimas de punto porcentual cuando el nivel se desplaza desde valores próximos al mínimo admisible hasta alturas cercanas al diámetro interno de la carcasa.

La lectura de los paneles inferiores de las Figuras 4.1 a 4.4 muestra un patrón común. Existe una franja intermedia de niveles donde la eficiencia varía de manera suave y casi lineal, lo que indica que el tren de calentamiento dispone de cierto margen para absorber desajustes de nivel sin consecuencias dramáticas en la potencia neta. A partir de cierto umbral superior, asociado al inicio de la inundación de la zona de condensación, la degradación de eficiencia se hace más marcada. Esto es consistente con la reducción efectiva del UA disponible en los precalentadores cuando se sacrifica área de condensación en favor de una zona de subenfriamiento sobredimensionada.

Analizando los gráficos DCA y TTD de los precalentadores, se obtiene que para niveles muy por debajo de la altura del sifón, el DCA se dispara, señal de que el drain cooler comienza a recibir vapor en lugar de un flujo puramente líquido. En la zona intermedia, alrededor del nivel de diseño, el DCA se logra estabilizar, manteniéndose constante en el resto niveles de inundación, lo cual concuerda con la teoría según indica Hossienalipour [19]. Por su parte, el TTD, suele alcanzar valores mínimos en la cercanía del punto de sifón, y a medida que se inunda, se dispara, siendo esto un mal presagio según la teoría mencionada. El sistema, por tanto, no solo penaliza el nivel alto, también presenta un “acantilado” operativo cuando el nivel baja demasiado y la trayectoria hidráulica del condensado deja de funcionar como se espera.

Desde la perspectiva del ciclo completo esto se traduce en un mensaje claro. La eficiencia global no se colapsa de forma abrupta mientras el nivel permanezca dentro de la ventana comprendida entre el entorno de la altura de sifón y un valor máximo que evita inundación severa. Sin embargo, los indicadores locales (DCA y TTD) sí mues-

tran dos zonas patológicas: una por debajo del sifón y otra en la parte alta de la carcasa. La operación segura requiere mantenerse alejado de ambas.

4.4.2. Diferencias entre precalentadores con y sin *drainback*

La comparación entre precalentadores con y sin *drainback* pone de manifiesto dinámicas internas distintas frente a variaciones de nivel. En los equipos sin *drainback*, representados por *AP*#1 y *BP*#3, las curvas DCA–nivel exhiben con claridad el comportamiento en “L”. Para niveles ligeramente inferiores a la altura del sifón el DCA crece de manera muy brusca. En esa región el condensado que debería alimentar al drain cooler se mezcla con vapor de extracción y el intercambiador deja de operar en régimen puramente monofásico. El drenaje sale relativamente recalentado respecto del agua de alimentación, el indicador DCA se dispara. A primera vista podría parecer una condición benigna, ya que la temperatura de salida del agua se conserva, pero en realidad se trata de una señal inequívoca de operación fuera de diseño y de posible alto riesgo de erosión-cavitación en los tubos del subenfriador y daño vibratorio por flujo bifásico si se producen transitorios rápidos.

En los precalentadores con *drainback*: *AP*#2, *BP*#4 y *BP*#5, la respuesta frente al nivel presenta matices relevantes. El aumento de nivel también reduce el DCA y eleva el TTD, pero las pendientes son más suaves y el rango en el que se alcanzan DCA extremos se desplaza hacia niveles más altos. Se entiende entonces, que la presencia del circuito de *drainback* introduce una vía de alivio hidráulico cuando se acumula condensado en la carcasa, de modo que la transición hacia la inundación completa es menos abrupta. Del mismo modo, cuando el nivel se aproxima a la altura del sifón, la disminución del DCA es perceptible aunque menos violento que en los equipos sin *drainback*.

Un resultado práctico de estas curvas es que los precalentadores no contribuyen de forma homogénea a la degradación del ciclo. Los equipos de alta presión *AP*#1 y *AP*#2, que manejan los mayores saltos térmicos, muestran la correlación más clara entre nivel, colapso de DCA y caída de eficiencia. En los precalentadores de baja presión el efecto está más amortiguado y la variación de eficiencia es menor, aun cuando los indicadores locales se desvían. En términos de priorización de monitoreo, conviene

concentrar la vigilancia de nivel, DCA y TTD en los últimos equipos del tren de alta y en aquellos que no disponen de drainback.

4.4.3. Esfuerzo del sistema de control y límites de saturación

El segundo eje de análisis es el esfuerzo que debe realizar el sistema de control de extracción para compensar las variaciones de nivel. Los paneles superiores de las Figuras 4.1 a 4.4 muestran que, en los modos de extracción variable, el caudal extraído desde turbina aumenta a medida que el nivel se aleja del valor de referencia. Este incremento tiene dos zonas bien diferenciadas.

En una primera región, cercana a la altura de sifón, el lazo de control se activa desde valores prácticamente nulos hasta un caudal intermedio. Corresponde a niveles donde el precalentador todavía opera sin inundación pero comienza a perder margen térmico y la estrategia de control responde elevando la extracción. A partir de cierto umbral superior el caudal se aproxima al máximo de diseño y se forma un tramo casi plano en las curvas, que en las figuras se marca con la línea de saturación. Desde ese punto el controlador ya no dispone de margen adicional: si el nivel sigue aumentando, la temperatura de salida se aleja de la referencia y la eficiencia global cae de forma más acusada.

Este patrón se aprecia con claridad en *AP#2*, donde el caudal de extracción crece bruscamente al abandonar el entorno del nivel de diseño y se mantiene cercano al límite físico en casi todo el rango alto de niveles. Algo similar ocurre en *AP#1* y en los precalentadores de baja presión, con diferencias en el valor absoluto del caudal y en el nivel a partir del cual se alcanza la saturación. Las simulaciones con temperatura objetivo estricta muestran además que exigir que la salida del precalentador siga el valor de diseño en todo el rango de niveles lleva al controlador a operar casi siempre en saturación, lo que reduce la eficiencia neta del ciclo. Los casos con temperatura objetivo flexible, en cambio, aceptan ligeras desviaciones térmicas y reducen el caudal de extracción necesario, con menor penalización en potencia.

En la vecindad de la altura del sifón pequeñas variaciones de nivel pueden activar o desactivar de forma brusca la extracción, especialmente en *BP#3* con extracción variable. El controlador pasa en pocas décimas de metro desde una situación de ex-

tracción casi nula a otra cercana al límite. Esta no linealidad refuerza la idea de que el entorno del sifón es una zona que de cuidado, ya que combina sensibilidad hidráulica con sensibilidad de control.

Desde la perspectiva de explotación, el mensaje es directo. Usar sistemáticamente el margen de extracción para corregir problemas de nivel no solo es ineficiente, también deja al sistema sin reserva para absorber perturbaciones adicionales, como cambios de carga, variaciones de presión en la turbina o pérdida de rendimiento por ensuciamiento. La política razonable es mantener los niveles dentro de rangos que eviten, a la vez, la saturación del lazo de extracción y la entrada en la zona de DCA extremo asociada al destape del sifón.

4.4.4. Presión del desgasificador y compromiso térmico del ciclo

El análisis del desgasificador completa la visión del tren de calentamiento. Siguiendo la metodología descrita en la sección anterior, se exploró un rango de presiones entre 5 y 15 bar y se registraron, para cada punto, el caudal de extracción asociado, la temperatura de salida del agua de alimentación y la eficiencia térmica global del ciclo.

La Figura 4.8 muestra que, al aumentar la presión del desgasificador, el caudal de extracción crece de forma casi lineal, mientras que la temperatura de salida del agua sigue la curva de saturación del fluido y se incrementa de manera significativa dentro del rango analizado. Estas dos tendencias compiten en la eficiencia global. Una mayor temperatura de alimentación reduce el calor requerido en el generador de vapor y tiende a mejorar el rendimiento, pero cada kilogramo por segundo adicional de vapor de extracción reduce el trabajo disponible en los últimos escalones de la turbina y penaliza la potencia neta. Esto último queda en clara evidencia en figura A.22.

El resultado es una curva de eficiencia con un máximo pleno, el cual es de 11,14 bar y no se mantiene extremadamente alejado a la condición de referencia pero sí debiese ser considerado ($\Delta P_{relativo} \approx 12\%$). A presiones bajas la temperatura de salida del desgasificador es insuficiente y el generador de vapor debe aportar más calor. A presiones altas el beneficio térmico adicional es marginal, mientras el incremento de extracción es significativo, de modo que la eficiencia vuelve a descender. El gráfico de

trade-off incluido en los anexos, donde se representa directamente la relación entre potencia neta y calor suministrado al generador de vapor para distintos valores de presión, hace explícito este compromiso.

En la práctica, esto sugiere que la presión del degasificador no debería fijarse solo con criterios mecánicos o de diseño de bandejas. Conviene tratarla como variable de ajuste operativo, capaz de desplazar el compromiso entre potencia neta y calor al generador de vapor con una única acción de control, sin necesidad de modificar la configuración del resto del ciclo.

4.4.5. Implicancias para la operación y para los objetivos del estudio

Vistos en conjunto, los resultados muestran que el tren de calentamiento aguanta bien variaciones moderadas de nivel y de presión, pero no es inmune. Esa aparente robustez descansa en dos condiciones simples, que los niveles de condensado se mantengan dentro de una franja que evite tanto la inundación severa como el destape del sifón y que el lazo de extracción conserve algo de margen para reaccionar antes de quedar pegado en saturación.

Con esto en mente, el nivel de condensado h_w deja de ser un “ajuste fino” y pasa a ser una variable estructural del desempeño. La lectura conjunta de h_w , DCA y TTD permite distinguir dos zonas que conviene evitar. Por debajo de la altura de sifón, el DCA se dispara porque entra vapor al drain cooler, mientras el precalentador sigue entregando aparentemente la misma temperatura de salida. En el otro extremo, cuando el nivel se acerca a la parte alta de la carcasa, el TTD crece de forma sostenida, señal de que se está perdiendo área efectiva de condensación. Entre esos dos extremos se abre una ventana intermedia donde el DCA toma valores moderados, el TTD se mantiene cerca de sus mínimos y la eficiencia global apenas cambia.

Las diferencias entre equipos con y sin drainback ayudan a ordenar prioridades. En los precalentadores de alta presión $AP\#1$ y $AP\#2$ y en el último del tren de baja, $BP\#3$, las desviaciones de nivel se traducen bastante rápido en colapso de DCA , aumento de TTD y caída apreciable de rendimiento, de modo que son los candidatos

naturales para un monitoreo más fino de nivel y de indicadores térmicos. En los equipos con drainback el mismo comportamiento aparece desplazado hacia niveles más altos, lo que confirma que el drainback abre la ventana segura de operación, pero no “cura” la sensibilidad al nivel.

El esfuerzo del sistema de control aparece como otra pieza clave. Más que el valor puntual del caudal de extracción, lo que importa es cuánta distancia queda hasta el máximo de diseño. Cuando el lazo opera de forma habitual muy cerca de ese límite, cualquier perturbación adicional, ya sea un cambio de carga, una variación de presión en la turbina o la propia degradación por ensuciamiento, se traduce casi directamente en pérdida de temperatura de salida y en caída de eficiencia, porque ya no hay margen para corregir. Las simulaciones muestran que permitir cierta flexibilidad en la temperatura objetivo de los precalentadores reduce el caudal extraído necesario y mejora el compromiso entre potencia neta y calidad térmica del agua de alimentación.

En el desgasificador, el barrido de presión confirma que la presión de operación P_{DA} funciona como una palanca de ajuste de primer orden. Al incrementarla, suben a la vez la temperatura de salida del agua y el caudal de vapor de extracción, de modo que la eficiencia global presenta un máximo en un rango intermedio de presiones. A valores bajos de P_{DA} el generador de vapor debe aportar más calor, mientras que a valores altos el beneficio térmico adicional es pequeño frente a la pérdida de potencia en turbina. La presión del desgasificador no debería verse solo como un dato de diseño de bandejas, sino como una variable operativa con impacto directo en el rendimiento del ciclo.

En relación con los objetivos de la memoria, este capítulo muestra que el modelo termodinámico del ciclo no solo reproduce la condición de diseño, sino que permite mapear de forma explícita qué combinaciones de nivel, indicadores térmicos locales, margen de extracción y presión del desgasificador llevan a zonas cómodas de operación y cuáles empujan al sistema hacia “acantilados” de desempeño. Los paneles de visualización contruidos a partir del modelo reúnen toda esta información en gráficos de lectura rápida y entregan bandas de operación recomendadas, que luego sirven de base para seleccionar qué equipos se analizarán con más detalle en los estudios de ensuciamiento y en las propuestas de mantenimiento de capítulos posteriores.

Capítulo 5

Evaluación del ensuciamiento y diseño de una política de limpieza

En los capítulos anteriores se desarrolló y validó un modelo termodinámico del ciclo agua-vapor, utilizándose posteriormente para estudiar el tren de calentamiento de agua alimentación, analizando su sensibilidad frente a variaciones de nivel en los precalentadores y de presión en el desgasificador. Sin embargo, todos esos resultados se obtuvieron bajo la hipótesis de superficies de intercambio térmico limpias, es decir, sin considerar el ensuciamiento progresivo de los tubos.

El presente capítulo se alinea directamente con el objetivo específico 4 de la memoria, que busca diseñar una política de limpieza óptima basada en el impacto del ensuciamiento en los precalentadores, de modo de minimizar pérdidas energéticas y costos. El punto clave es que el ensuciamiento además de reducir la transferencia de calor efectiva, también termina reflejándose en potencia neta menor para un mismo nivel de operación, por lo que el problema se vuelve inevitablemente económico. En la práctica, limpiar demasiado temprano implica incurrir en un costo fijo que no se justifica, mientras que limpiar demasiado tarde significa aceptar una pérdida sostenida de potencia y, por ende, de ingresos.

Con ese enfoque, el capítulo une dos elementos que se trabajan de forma coordinada. Por un lado, la evolución temporal de la potencia neta que entrega el modelo, utilizada para cuantificar la penalización diaria atribuible al ensuciamiento. Por otro, una representación del precio de venta de la energía que se desarrolla a partir de cos-

tos marginales históricos, primero mediante la construcción de un año tipo y luego mediante escenarios que capturan variabilidad de mercado sin convertir el análisis en una proyección especulativa. Para sustentar la degradación operativa considerada, se adopta un modelo de ensuciamiento basado en una resistencia asintótica, descrita mediante una formulación tipo Kern-Seaton, coherente con lo revisado en el estado del arte (sección 2.5). La idea es mantener un soporte económico simple, pero consistente, para que la decisión de limpieza no dependa de un único valor asumido sin respaldo.

La presentación de resultados se organiza de manera que la lectura parta por el caso "correcto", que a su vez, es el más exigente. Primero se evalúa la limpieza considerando un periodo de detención para intervenir los equipos, y se cuantifica cómo ese costo de no producción domina la decisión dentro del horizonte de estudio. Dado que, al extender el horizonte, la principal conclusión se mantiene, el capítulo continúa con un análisis complementario sin considerar detención, entendido como una aproximación a limpiezas ejecutadas aprovechando paradas planificadas.

5.1. Metodología

En rasgos generales, la metodología se estructura en dos capas. Primero, se define el modelo físico de ensuciamiento y su forma de acoplamiento al tren de calentamiento, de modo que el modelo termodinámico entregue series temporales de desempeño representativas bajo degradación progresiva. Luego, esas salidas se combinan con una representación del precio de venta de energía desarrollada en este mismo capítulo, para construir métricas económicas diarias tales como energía no generada, costo por ineficiencia y costo promedio asociado a ciclos de operación y limpieza. En términos prácticos, el análisis se apoya en variables del modelo como eficiencia térmica diaria y potencia neta equivalente, y las transforma en energía perdida y costos mediante el precio horario y su agregación diaria, junto con parámetros de costo directo de limpieza y, cuando corresponde, días de detención.

5.1.1. Modelo de ensuciamiento en precalentadores

El ensuciamiento en los precalentadores se representa mediante una resistencia térmica adicional, $R_f(t)$, que se acumula con el tiempo de operación sobre las su-

perfiles de intercambio. Esta resistencia sigue una evolución asintótica en el tiempo, de acuerdo con la formulación clásica propuesta por Kern y Seaton, en la que el fouling tiende a un valor límite $R_{f,\infty}^*$ con una constante de tiempo τ que controla la velocidad de acercamiento a ese valor [28].

La evolución temporal de la resistencia de ensuciamiento se expresa según ecuación 2.6, haciendo $\beta = 1/\tau$, de esta forma se obtiene

$$R_f(t) = R_{f,\infty}^* \left[1 - \exp \left(-\frac{t}{\tau} \right) \right], \quad (5.1)$$

donde t es el tiempo de operación acumulado medido en días. Esta expresión reproduce dos características observadas en la literatura, una etapa inicial de crecimiento rápido y una aproximación progresivamente más lenta al valor asintótico, sin requerir una etapa de inducción explícita.

El valor asintótico $R_{f,\infty}^*$ se establece directamente a partir de los factores de ensuciamiento recomendados por la HEI (Heat Exchange Institute) [18], en concordancia con lo indicado en las hojas de especificaciones técnicas de cada equipo. Se sigue el criterio de la HEI al pie de la letra, definiendo un factor base y un factor adicional que se suma únicamente en aquellas zonas donde corresponde según el estándar. En consecuencia, se aplica $R_{f,\infty}^* = 0,035222$ en la zona de condensación, mientras que en las zonas donde la HEI indica considerar ensuciamiento reforzado (desobrecalentamiento y subenfriamiento) se utiliza $R_{f,\infty}^* = 0,035222 + 0,052833$, manteniendo la consistencia de unidades con el modelo térmico del ciclo.

Por su parte, la constante de tiempo τ se determina en base a antecedentes operacionales de planta, recopilados y validados por planificación mecánica a partir de un informe técnico de inspección y evaluación interna de equipos intervenidos. Dichos antecedentes indican que, tras cinco años de operación, la condición global de ensuciamiento se clasifica como “buena” y que, en un horizonte de tres años, el nivel de ensuciamiento observado corresponde aproximadamente a un 30 % del valor asintótico. En consecuencia, τ se fija imponiendo que el modelo asintótico (ecuación 5.1) reproduzca esa fracción de ensuciamiento relativo a los 3 años de operación, resultando $\tau = 3070$ días. Dado que el detalle del informe que respalda este ajuste no puede exponerse por razones de confidencialidad, en las secciones posteriores se complementa esta elección

con análisis de sensibilidad para verificar la robustez de los resultados frente a variaciones razonables de τ .

El efecto del fouling sobre el coeficiente global de transferencia de calor se incorpora mediante una degradación del coeficiente global limpio U_{clean} , considerando que la resistencia adicional $R_f(t)$ se acopla en serie con las resistencias térmicas ya incluidas en el valor limpio. Bajo esta aproximación, el coeficiente global efectivo de cada precalentador puede expresarse a través de un factor adimensional $factor_{deg}(t)$, igual a 1 en condición limpia y decreciente a medida que aumenta el ensuciamiento, mediante la relación

$$factor_{deg}(t) = \frac{1}{1 + R_f(t) U_{clean}} \quad (5.2)$$

En consecuencia, el coeficiente global efectivo en presencia de fouling se calcula como

$$U(t) = U_{clean} factor_{deg}(t) \quad (5.3)$$

En el modelo implementado, U_{clean} se calcula a partir del valor limpio total del equipo, como $U_{clean} = UA_{clean,total}/A_{total}$, donde $UA_{clean,total}$ corresponde a la suma de las contribuciones limpias de las zonas consideradas y A_{total} es el área efectiva total del precalentador, ambas extraídas directamente de la hoja de especificaciones técnicas de cada equipo. Con ello, el factor $factor_{deg}(t)$ se obtiene como un factor global por equipo y se aplica de forma uniforme sobre los productos UA de cada zona, asumiendo que el ensuciamiento afecta proporcionalmente a las superficies de intercambio incluidas en el modelo. Esta formulación permite propagar el efecto del ensuciamiento hacia las temperaturas de salida de los equipos y la eficiencia térmica del ciclo calculada por el modelo de planta, manteniendo la consistencia con el esquema de resistencias en serie implícito en la definición del coeficiente global.

5.1.2. Cálculo de pérdidas energéticas

Con el objetivo de cuantificar, en términos de potencia y energía, el efecto que produce el ensuciamiento de los precalentadores sobre el desempeño del ciclo, se compara la condición de referencia (equipo limpio) con la condición degradada por ensuciamiento, evaluada día a día con el modelo de planta. Manteniendo el mismo esquema

de cálculo del ciclo, cualquier diferencia en el desempeño se asocia a la disminución del precalentamiento del agua de alimentación y a su propagación hacia el resto de los equipos.

En cada día de simulación, el modelo calcula el trabajo neto del ciclo como la diferencia entre el trabajo desarrollado por las turbinas y el trabajo requerido por las bombas. Sin embargo, en la implementación utilizada se observó que el trabajo neto calculado de forma directa presenta variaciones despreciables a lo largo del horizonte de análisis. Lo anterior se explica en la sección 3.2.1, donde, por falta de representatividad de los modelos disponibles, se definió que ciertas condiciones de salida en la turbomaquinaria sean tomadas desde operación. Como consecuencia, las condiciones principales de expansión y los parámetros de bombeo se mantienen esencialmente constantes para el caso de estudio. Bajo este enfoque, el ensuciamiento impacta mayoritariamente el balance térmico del ciclo (por cambios en el nivel de precalentamiento) y, por extensión, la eficiencia térmica diaria, más que el valor directo de trabajo neto.

Por esta razón, la degradación asociada al ensuciamiento se cuantifica mediante una potencia neta equivalente, reconstruida a partir de la eficiencia térmica diaria del ciclo y un calor de entrada de referencia correspondiente a la condición limpia. En particular, se calcula la eficiencia térmica diaria como el cociente entre el trabajo neto y el calor total de entrada del ciclo, y se define la potencia equivalente imponiendo como base común el calor de entrada del día 1 (condición limpia). Así, se obtiene

$$W_{net,eq}(t) = \eta_{th}(t) Q_{in,0}, \quad (5.4)$$

donde $Q_{in,0}$ corresponde al calor de entrada total del día 1. Con ello, la pérdida de potencia atribuible al ensuciamiento se define como

$$\Delta W_{net}(t) = W_{net,eq}(1) - W_{net,eq}(t), \quad (5.5)$$

donde un valor positivo representa una reducción en la potencia neta equivalente disponible para generación.

A partir de esta pérdida de potencia se calcula la energía no generada por día. Dado que el modelo se evalúa en base diaria, la conversión se realiza multiplicando por 24 horas y ajustando unidades para expresarlo en MWh/día. Si la potencia está en kW, la

energía perdida diaria se calcula como

$$E_{perd}(t) = \Delta W_{net}(t) \frac{24}{1000}. \quad (5.6)$$

Esta magnitud permite integrar el impacto del ensuciamiento en términos energéticos y, posteriormente, asociarlo con un impacto económico mediante el precio de venta de la energía.

5.1.3. Valorización económica con año tipo

La valorización económica de las pérdidas energéticas por ensuciamiento requiere definir un precio de referencia para la energía no generada. En la práctica, una planta termosolar puede comercializar su producción mediante contratos de suministro, sin embargo, para efectos de este estudio se adopta como señal económica principal el costo marginal del sistema, entendido como un indicador de corto plazo que refleja el valor de suministrar una unidad adicional de energía eléctrica en una barra determinada, bajo el estado operativo y las restricciones vigentes del Sistema Eléctrico Nacional [11].

En Chile, el Coordinador Eléctrico Nacional publica costos marginales asociados a barras o nodos del sistema, los cuales se determinan de forma periódica en el tiempo y dependen del despacho económico, de las limitaciones de transmisión, de la disponibilidad de unidades y, cuando corresponde, de la componente de racionamiento. En consecuencia, el valor observado en una barra no es constante, sino que varía tanto entre días como dentro del mismo día, lo que hace inapropiado utilizar un precio de venta estático para cuantificar pérdidas económicas a lo largo de un horizonte de años [11].

Bajo esta lógica, en lugar de fijar un único precio promedio, se construye un “año tipo” horario de costos marginales, que permite capturar patrones recurrentes de estacionalidad y variación intradiaria, replicable para correr el modelo económico a lo largo del horizonte de análisis. Para ello, se utilizan registros históricos de costo marginal que proporciona el coordinador eléctrico nacional, en la barra seleccionada como representativa de la planta. El año inicial se fija en 2021, dado que corresponde al comienzo de la operación con inyección de energía de la planta al sistema. Para el desarrollo de este estudio, realizado en enero de 2026, el horizonte de muestreo se extiende, en resolu-

ción horaria, hasta el registro histórico más reciente disponible en las bases de datos del Coordinador Eléctrico Nacional, el cual corresponde a julio de 2024. El año tipo, entonces, se construye a partir de cuatro años de datos con distinta hidrología, condiciones de demanda y disponibilidad de generación, permitiendo dejar atrás un precio estático e incorporar variabilidad interanual real.

Se incorpora un criterio de filtrado en la construcción del año tipo, con el fin de excluir horas no representativas, anómalas en el horizonte de muestreo. Para ello se utiliza la irradiancia normal directa (DNI, por sus siglas en inglés "Direct Normal Irradiance") extraídos de la base de datos NSRDB (National Solar Radiation Database) que proporciona National Laboratory of the Rockies [29], asociando cada registro horario de precios con el DNI horario del mismo instante. Luego, para cada combinación "día del año, hora del día", se calcula una estadística del DNI, en este caso la mediana, y se descartan observaciones cuyo DNI se aleje más allá de un umbral del 30 % respecto de esa referencia. Con este filtrado se busca evitar que el año tipo quede dominado por horas anómalas de recurso solar, ya sea por anomalías meteorológicas o cualquier otras condiciones que no representen el patrón típico que se desea replicar en la evaluación económica.

Una vez filtrados los datos, el año tipo de precio se construye reorganizando la historia en un calendario paralelo. Para cada día y hora del año, se calcula un valor representativo del costo marginal a partir de las muestras disponibles. En este trabajo se utiliza un promedio ponderado por año, dando mayor peso a los registros más recientes, ya que capturan mejor el estado actual del Sistema Eléctrico Nacional, incluyendo ajustes en la matriz (entrada de nuevas centrales, cambios en disponibilidad, y salida o detención de otras unidades). En particular, se asigna un 40 % al año 2024, un 30 % al 2023, un 20 % al 2022 y un 10 % al 2021.

El calendario paralelo con valores de costos marginales horario, se transforma en diario, definiendo un precio equivalente calculado como el promedio de las horas correspondientes a ese día, es decir, el valor diario se obtiene promediando los 24 precios horarios del mismo día del año tipo. Este año tipo, expresado a escala diaria, se replica a lo largo del horizonte de estudio (por ejemplo, diez veces para diez años) con el propósito de evitar convertir el análisis en una proyección de mercado. Ante esta última falta de rigurosidad, se determina abordar los resultados mediante bandas de sensibili-

dad (escenarios por percentiles), de manera que el costo acumulado se reporte como un rango plausible más que como un único valor puntual.

El análisis, entonces, se vuelve más robusto incorporando una sensibilidad por escenarios. Para esto se adopta la misma lógica que utiliza el Coordinador Eléctrico Nacional en sus programas de operación, donde la hidrología se representa mediante condiciones con distintas probabilidades de excedencia (húmeda, media, seca y casos extremos), porque la disponibilidad hídrica termina condicionando el despacho del sistema y, con ello, los costos marginales horarios. En particular, en el informe más reciente de proyección anual del CEN (INFORME DEAS-GM-SEN N°32/2025) [10], se consideran los escenarios equivalentes a P20 (húmeda), P50 (media), P90 (seca) y los extremos asociados a 96,8 % y 98,4 % de probabilidad de excedencia, los cuales exploran condiciones muy secas. Al construir un “año tipo” horario para cada uno de estos escenarios y ejecutar el modelo económico en todos ellos, se obtiene una banda de resultados que cuantifica cuánto cambia el costo de ineficiencia frente a condiciones económicas más favorables o más exigentes.

Finalmente, el acople con el modelo se realiza utilizando la energía no generada diaria obtenida en la sección anterior y la valorización económica por año tipo expuesta recientemente. Con ello, el costo diario por ineficiencia se estima como el producto entre la energía no generada del día y el precio diario equivalente, generando un histórico de pérdidas económicas que luego se acumulará en el tiempo para evaluar el impacto total del ensuciamiento y comparar políticas de limpieza bajo distintos escenarios de precios.

5.1.4. Optimización del día de limpieza

La determinación del momento óptimo de limpieza se formula como un problema de decisión discreto, donde la variable de decisión es la duración d (medida desde una condición limpia) durante la cual el sistema opera antes de ejecutar una intervención. El criterio adoptado no busca minimizar un costo acumulado absoluto al final del horizonte, sino el costo promedio diario asociado a un ciclo completo de operación y limpieza, considerando tanto los días operando como los días detenidos cuando la intervención requiere parada. Bajo esta definición, el valor óptimo puede interpretarse como un pe-

riodo equivalente de operación, que es operar durante d días y luego limpiar, aplicando el mismo criterio de decisión a lo largo del horizonte de evaluación.

Para cada candidato d , se construye el costo total del ciclo como la suma de tres contribuciones. La primera corresponde al costo por ineficiencia debido a ensuciamiento, calculado como el costo acumulado hasta el día d , a partir de la agregación diaria de la energía no generada y su valorización con el precio diario derivado del año tipo (según el escenario considerado). La segunda contribución es el costo fijo directo por evento de limpieza, denotado como $C_{limpieza}$, asociado a recursos, personal y consumibles, adoptándose en este trabajo $C_{limpieza} = 120,000$ USD por intervención, valor informado por personal de mantenimiento en base a experiencia reciente de apertura e intervención de los equipos, contenida en el mismo informe interno que permitió definir τ en sección 5.1.1. La tercera contribución, cuando aplica, corresponde al costo por detención para ejecutar la limpieza, denotado como C_{det} , el cual representa el costo de no producir durante el periodo de intervención, utilizándose el mismo antecedente operacional para respaldar la duración típica de la parada cuando se considera ($D_{detencion} = 14$ días).

El costo por detención se estima suponiendo que durante la parada se pierde una potencia constante equivalente a la potencia neta del ciclo inmediatamente antes de detener, correspondiente al día d . Bajo este supuesto conservador, la energía no producida por cada día detenido se calcula multiplicando dicha potencia por 24 horas y valorizándola con el precio diario de cada día de detención. En consecuencia, C_{det} se obtiene como la suma de los costos diarios de no producción a lo largo de los $D_{detencion}$ días definidos para la intervención.

Con estas definiciones, el costo total del ciclo para un candidato d puede entenderse como

$$C_{total}(d) = C_{inef}(d) + C_{limpieza} + C_{det}(d), \quad (5.7)$$

mientras que la duración del ciclo, expresada en días calendario, se define como la suma del periodo operativo y el periodo detenido

$$N_{ciclo}(d) = d + D_{detencion}. \quad (5.8)$$

La función objetivo utilizada en el análisis se define entonces como el costo diario del ciclo, expresado en USD por día calendario

$$C(d) = \frac{C_{total}(d)}{N_{ciclo}(d)}. \quad (5.9)$$

Este indicador permite comparar de forma homogénea ciclos de distinta duración, incorporando explícitamente el efecto económico de los días de detención cuando estos se consideran, y evitando que el problema se reduzca a un análisis de costos acumulados que crecen naturalmente con el tiempo.

La optimización se realiza evaluando todos los valores discretos de d que sean factibles dentro del horizonte total de simulación, imponiendo que exista disponibilidad de días posteriores para representar el periodo de detención cuando corresponda. En términos prácticos, se recorre el rango $d \in [d_{min}, d_{max}]$, donde d_{max} se fija de modo que el intervalo de detención asociado no exceda el horizonte total. Finalmente, el día óptimo se define como el minimizador de la función objetivo.

El análisis se ejecuta bajo dos formulaciones complementarias, que corresponden a dos interpretaciones válidas del problema. La primera, que se adhiere estrictamente a la realidad operativa, considera un periodo de detención $D_{detencion} = 14$ días, valor informado por personal de mantenimiento como duración típica de la intervención. En este caso, la solución entrega el día en que se justifica limpiar al comparar simultáneamente el costo fijo de la limpieza, el costo de no producción por detención y el costo de ineficiencia por ensuciamiento acumulado.

La segunda formulación surge debido a que el costo de no producir durante 14 días puede dominar la decisión dentro del horizonte de estudio, desplazando el óptimo hacia limpiezas extremadamente tardías o inexistentes. Por ello, se evalúa un caso alternativo con $D_{detencion} = 0$, que no implica ignorar la detención en sentido físico, sino aproximar un escenario en el cual la limpieza se ejecuta aprovechando una parada planificada ya existente. Bajo esta interpretación, el resultado no debe leerse como una fecha literal de detención, sino como un indicador del momento en que el costo acumulado por ineficiencia vuelve económicamente justificable ejecutar una limpieza, de modo que la empresa pueda programarla dentro de una ventana real de detención cercana a esa fecha.

Finalmente, para dar contexto a la solución y evitar que la optimización se interprete como un ejercicio aislado, se considera como referencia conceptual el caso límite de operar sin limpiar durante todo el horizonte, lo cual permite dimensionar el orden de magnitud del costo por ineficiencia y contrastarlo con la conveniencia de una política de limpieza periódica. Adicionalmente, se explicita que la política obtenida asume repetibilidad del ciclo. En particular, tras cada limpieza se reinicia la condición de superficie limpia y se vuelve a aplicar la misma evolución temporal del ensuciamiento (mismos parámetros $R_{f,\infty}^*$ y τ , y mismas condiciones operacionales impuestas al modelo). Bajo este supuesto, la métrica $C(d)$ puede interpretarse como un costo promedio diario representativo de ciclos sucesivos comparables, lo que permite definir una periodicidad óptima de limpieza.

5.2. Alcance y limitaciones

El análisis desarrollado en este capítulo mantiene el alcance general del modelo termodinámico presentado y validado en capítulos anteriores. Cada punto de la simulación se resuelve en régimen estacionario y a escala diaria, utilizando la misma estructura del tren de calentamiento de agua de alimentación empleada en la validación. En consecuencia, no se representan fenómenos transitorios, arranques, detenciones parciales ni variaciones horarias de demanda u operación. Adicionalmente, la interacción con el ambiente se simplifica al mantener fija la temperatura ambiente utilizada por el modelo (por ejemplo, para la presión del aerocondensador), por lo que no se captura la variabilidad meteorológica día a día.

En cuanto al tratamiento del ensuciamiento, su efecto se incorpora únicamente como una resistencia térmica adicional que degrada el coeficiente global de transferencia de calor de los precalentadores. No se modelan efectos hidráulicos asociados, tales como incremento de pérdidas de carga, cambios en distribución de caudal, alteración de coeficientes convectivos por rugosidad o estrangulamientos, ni impactos operacionales secundarios. Por limitaciones de información geométrica y de monitoreo, el ensuciamiento se aplica de forma global por equipo y de manera homogénea sobre las zonas representadas en el modelo.

Los parámetros de ensuciamiento se sustentan en dos fuentes. Por una parte, los valores asintóticos se adoptan a partir de recomendaciones del Heat Exchange Institute [18] y de las hojas de datos de los equipos, lo que entrega un respaldo normativo, pero no reemplaza una identificación directa desde mediciones locales del comportamiento real de cada precalentador. Por otra parte, la tasa de crecimiento se ajusta a partir de antecedentes operacionales internos. El detalle del informe que respalda este ajuste no se expone por confidencialidad, por lo que los resultados se complementan con análisis de sensibilidad para evaluar su robustez ante variaciones razonables de los parámetros.

Una limitación relevante del acoplamiento termodinámico es que el impacto del ensuciamiento se refleja principalmente en el balance térmico del ciclo y, por extensión, en la eficiencia térmica diaria. En la implementación utilizada, ciertas condiciones de turbomaquinaria y bombeo se mantienen prácticamente constantes al estar ancladas a datos de operación, lo que reduce la variabilidad del trabajo neto calculado de manera directa. Por esta razón, la pérdida de desempeño se cuantifica mediante una potencia neta equivalente reconstruida desde la eficiencia térmica, lo cual es consistente para comparar degradación relativa, pero no captura posibles variaciones reales de punto de operación, control o limitaciones de equipos que podrían ocurrir en planta.

El modelo económico también incorpora simplificaciones deliberadas. El precio de la energía se representa mediante costos marginales históricos del Sistema Eléctrico Nacional, condensados en un año tipo horario y luego agregado a escala diaria. Esta construcción busca capturar estacionalidad e intradiario sin convertir el análisis en una predicción de mercado. Aun así, se asume que el año tipo es replicable a lo largo del horizonte de evaluación y que es representativo del entorno económico futuro, por lo que el valor absoluto de los costos debe interpretarse como una aproximación coherente para comparar políticas, más que como una proyección contractual. Para dar robustez, el capítulo reporta bandas de resultados mediante escenarios por percentiles, pero dichos escenarios siguen dependiendo del periodo histórico disponible y de los criterios de filtrado utilizados.

Respecto de la política de limpieza, la optimización se plantea como una decisión discreta que minimiza el costo promedio diario de un ciclo operación-limpieza, y se analiza bajo dos formulaciones complementarias. La primera considera detención total

durante un número fijo de días, y tanto esa duración como el costo directo por evento de limpieza se adoptan desde antecedentes entregados por personal de mantenimiento, basados en experiencia reciente de apertura e intervención de los equipos, documentados en el mismo informe interno utilizado anteriormente para ajustar la tasa de ensuciamiento. En este caso, el costo de no producir durante la detención se estima asumiendo que la planta deja de inyectar energía y que la pérdida diaria durante la parada se aproxima por la potencia neta del día previo a detener. En la práctica, la indisponibilidad podría depender de coordinación con el sistema, ventanas reales de mantenimiento, restricciones de seguridad y actividades paralelas, aspectos que se mantienen fuera del modelo.

La segunda formulación evalúa un caso sin detención explícita, que no debe interpretarse como una limpieza físicamente instantánea, sino como un indicador del momento en que el costo acumulado por ineficiencia vuelve económicamente justificable intervenir. Esta aproximación pretende apoyar una programación realista de la limpieza dentro de una parada planificada existente o cercana, pero no resuelve el problema calendarizado de mantenimiento ni la coordinación con otras indisponibilidades de planta.

Finalmente, la política de limpieza propuesta en este capítulo se formula como una regla de decisión cuantitativa (optimización del día de intervención) y, por lo tanto, cumple el objetivo de definir una periodicidad económicamente óptima dentro del marco del modelo desarrollado. No obstante, su aplicación descansa en supuestos simplificadores necesarios para hacer el problema tratable con la información disponible. Se asume una recuperación completa e inmediata del estado limpio tras cada intervención y la repetibilidad del ciclo de ensuciamiento con parámetros constantes, sin modelar recuperación parcial, degradación irreversible de superficies, cambios de rugosidad luego de múltiples limpiezas ni variaciones acumuladas del régimen de operación que alteren la tasa efectiva de ensuciamiento. En consecuencia, los resultados deben interpretarse como una política óptima bajo los supuestos y escenarios analizados, útil para definir periodicidades y ventanas objetivo, y como base para su ajuste final mediante contraste con datos operacionales y restricciones reales de programación de mantenimiento.

5.3. Resultados

A continuación, son presentados los resultados obtenidos al aplicar la metodología descrita anteriormente para cuantificar el impacto económico del ensuciamiento y determinar una política de limpieza basada en un criterio de costo promedio diario. Primero se reportan los resultados principales del día óptimo de limpieza bajo las dos formulaciones consideradas, con detención asociada a la intervención y sin detención explícita. Luego se muestran los resultados de sensibilidad que permiten evaluar la variación del óptimo y del impacto económico frente a cambios en las hipótesis más relevantes, tales como el escenario de precios, el costo directo de limpieza y el parámetro τ del modelo de ensuciamiento. El análisis e interpretación de estos resultados se desarrolla en la sección posterior de análisis y discusión.

5.3.1. Resultados principales de la optimización

Caso con detención asociada a la limpieza

La Figura 5.1 muestra la función objetivo evaluada para distintos intervalos entre limpiezas, considerando una detención de 14 días por intervención. En este caso, el mínimo se desplaza hacia intervalos muy largos, lo que refleja el peso económico del costo de no producir durante la parada.

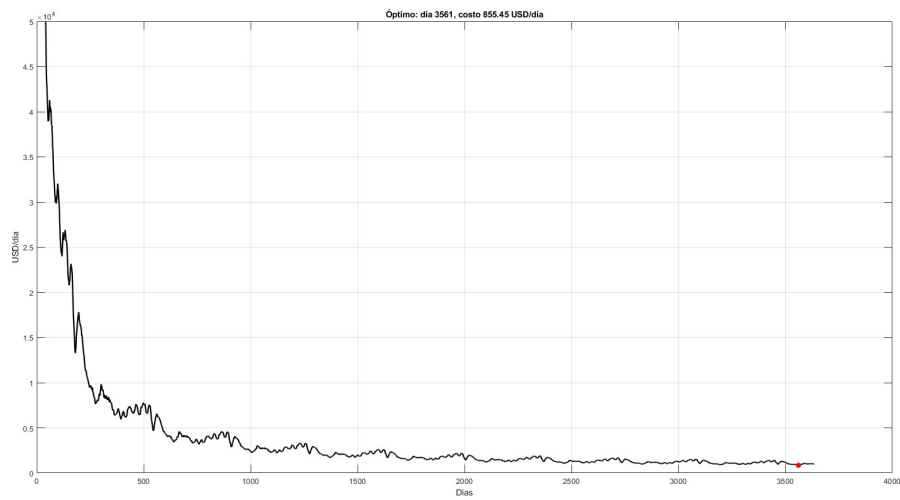


Figura 5.1: Costo promedio diario del ciclo en función de los días entre limpiezas, caso con detención por intervención, horizonte de 10 años.

Extensión del horizonte con detención

Con el fin de evaluar el efecto del horizonte temporal sobre el óptimo obtenido en el caso con detención, se replica el cálculo para 15 años. La Figura 5.2 se incorpora como referencia de la tendencia del óptimo al extenderse en el horizonte, obligando al cambio en el análisis.

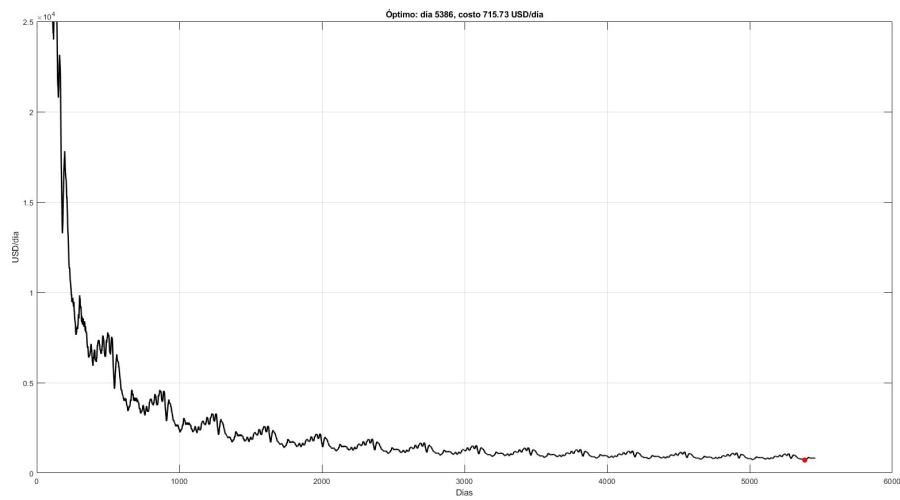


Figura 5.2: Costo promedio diario del ciclo en función de los días entre limpiezas, caso con detención por intervención, horizonte de 15 años.

Caso sin detención explícita

La Figura 5.3 presenta la optimización bajo la formulación sin detención explícita. El mínimo ocurre para un intervalo de limpieza finito, interpretado como la frecuencia económicamente conveniente cuando la intervención se acopla a una parada planificada.

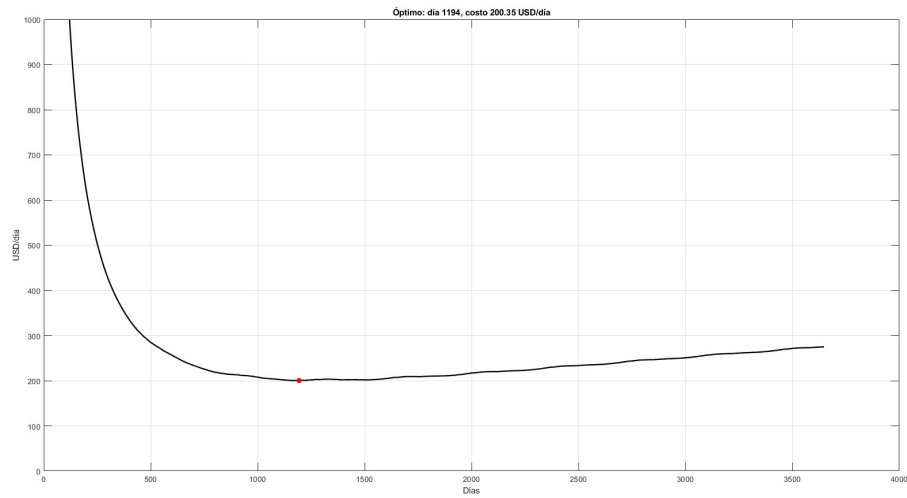


Figura 5.3: Costo promedio diario del ciclo en función de los días entre limpiezas, caso sin detención explícita, horizonte de 10 años.

5.3.2. Resultados de sensibilidad

Sensibilidad al escenario de mercado

La Figura 5.4 muestra las curvas de optimización para cada escenario de mercado, representado mediante percentiles del precio histórico del año tipo. Adicionalmente, la Figura 5.5 resume la variación del día óptimo de limpieza ante dichos escenarios. En ambas se observa una reducción del intervalo óptimo a medida que aumentan los precios.

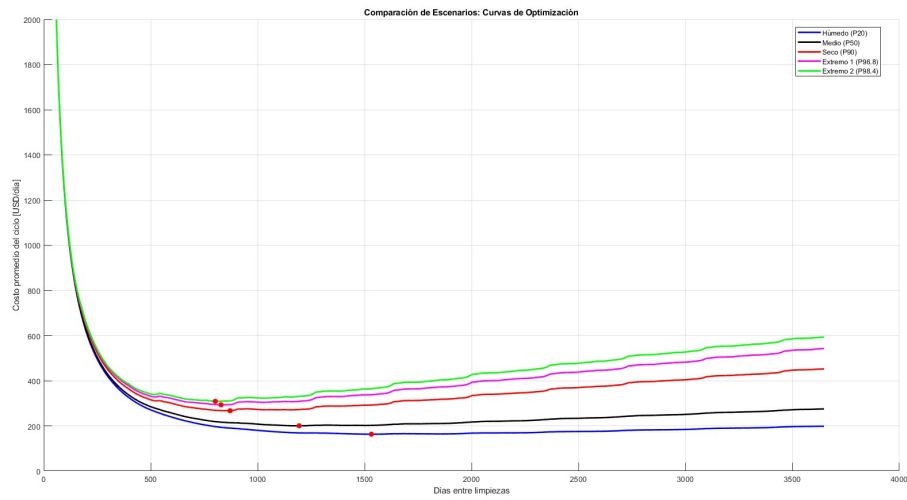


Figura 5.4: Sensibilidad del día óptimo de limpieza frente a escenarios de mercado basados en percentiles del precio, curvas de optimización.

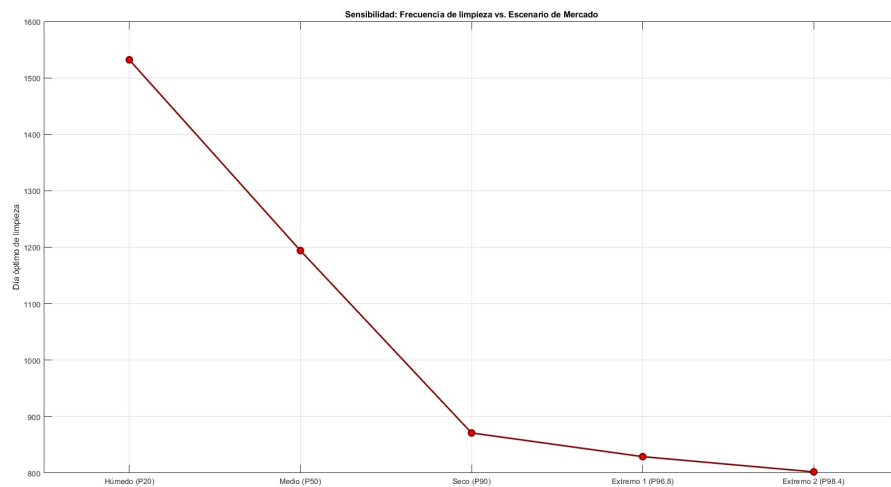


Figura 5.5: Sensibilidad del día óptimo de limpieza frente a escenarios de mercado basados en percentiles del precio.

Impacto económico de aplicar una limpieza óptima

La Figura 5.6 compara el costo promedio diario en el horizonte sin limpieza versus la alternativa con limpieza óptima, incorporando además el ahorro neto resultante para

cada escenario.

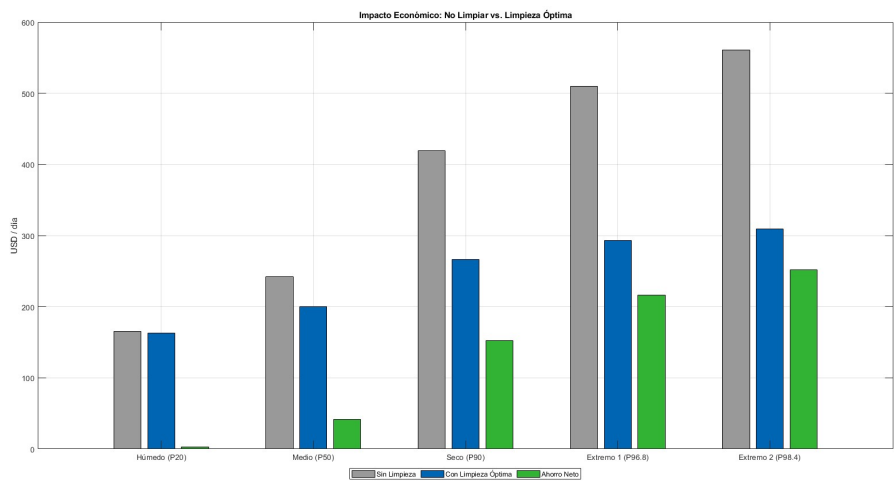


Figura 5.6: Comparación del costo promedio diario sin limpieza y con limpieza óptima, junto con el ahorro neto por escenario.

Sensibilidad al costo directo de limpieza

La Figura 5.7 presenta el cambio en el costo mínimo alcanzable al variar el costo directo de limpieza. Se incluye como referencia el costo promedio asociado a operar sin limpiar en el horizonte.

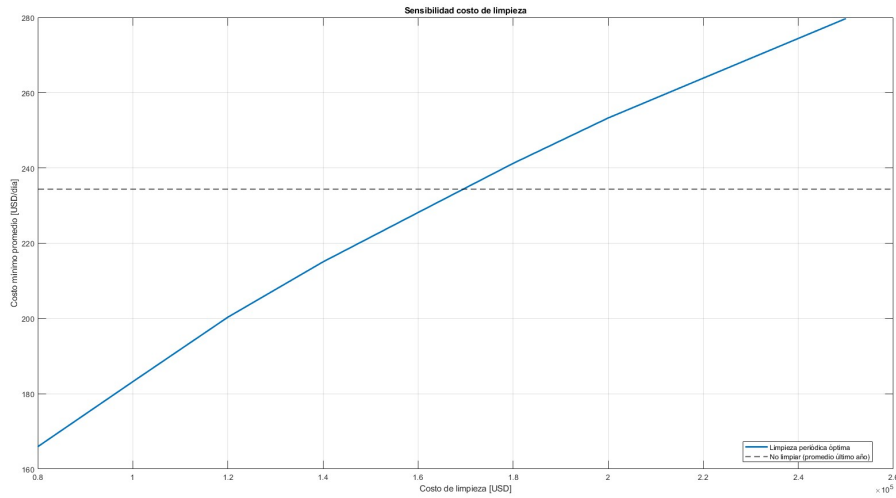


Figura 5.7: Costo mínimo alcanzable al variar el costo directo de limpieza, caso sin detención explícita.

Sensibilidad del óptimo al parámetro τ

Finalmente, se evalúa la sensibilidad del intervalo óptimo de limpieza frente a variaciones del parámetro τ del modelo de ensuciamiento. La Tabla 5.1 se utiliza para comparar cómo cambia el mínimo de la función objetivo cuando el ensuciamiento crece más rápido o más lento. Los límites de estudio son en base al τ especificado en sección 5.1.1, con un margen de 30 % positivo y negativo.

Tabla 5.1: Sensibilidad de la política óptima de limpieza frente a τ .

τ/τ_{base}	d_{opt} [días]	$C_{\text{no clean}}$ [USD/día]	$C_{\text{mín}}$ [USD/día]	ΔC [USD/día]
0,70	1.160	301,74	234,98	66,77
0,85	1.167	268,95	215,09	53,86
1,00	1.194	242,28	200,35	41,94
1,15	1.522	220,27	188,10	32,17
1,30	1.524	201,83	177,07	24,75

Notas: d_{opt} es el día que al limpiar minimiza el costo promedio del ciclo. $C_{\text{no clean}}$ es el costo promedio diario sin limpieza. $C_{\text{mín}}$ es el costo promedio diario mínimo con limpieza óptima.

$$\Delta C = C_{\text{no clean}} - C_{\text{mín}} \text{ es el ahorro diario.}$$

5.4. Análisis y discusión

5.4.1. Lectura física y económica del ensuciamiento

El ensuciamiento se introduce en el modelo como un aumento progresivo de la resistencia térmica equivalente en los precalentadores, lo que reduce el desempeño global de transferencia de calor. En términos operacionales, esto se traduce en una menor efectividad del tren de calentamiento y, por arrastre, en un deterioro de la potencia neta que el ciclo puede entregar bajo las mismas condiciones de carga impuestas al modelo. La degradación no se manifiesta como un salto, sino como una tendencia suave, con una caída más marcada al inicio del ciclo y una desaceleración posterior, coherente con una tasa asintótica.

Esta lectura física se vuelve más clara cuando se observa la evolución diaria de la operación y su impacto económico. La Figura 5.8 reúne en un mismo gráfico tres piezas que se conectan entre sí. Arriba se aprecia la disminución gradual de la potencia neta diaria a medida que progresa el ensuciamiento. En el panel central, esa pérdida de potencia se transforma en costo, al valorizar la energía no generada con el precio diario del escenario correspondiente. El resultado es un costo acumulado por ineficiencia que crece en el tiempo, y cuya pendiente tiende a aumentar mientras el ensuciamiento se consolida. En el panel inferior aparece la consecuencia práctica para la decisión de mantenimiento, el costo promedio diario del ciclo en función de los días entre limpiezas, donde se identifica el punto óptimo.

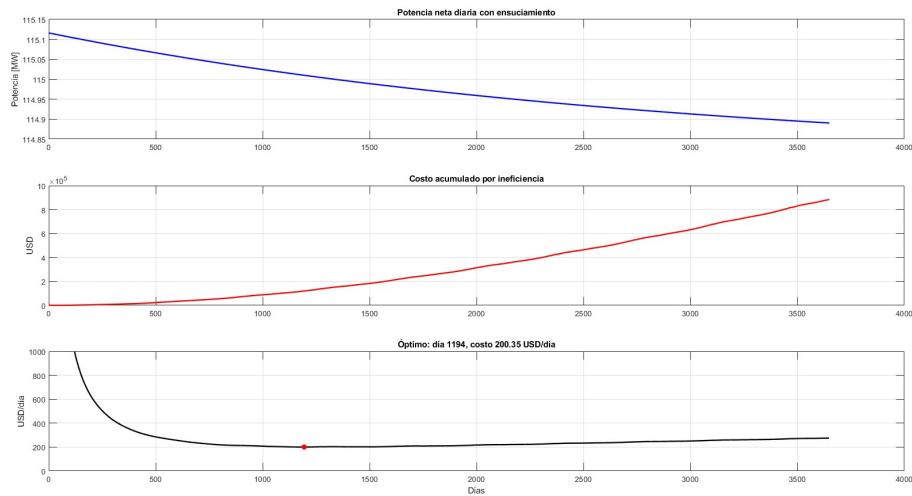


Figura 5.8: Evolución diaria con ensuciamiento para horizonte de 10 años sin detención explícita. Potencia neta diaria (panel superior), costo acumulado por ineficiencia (panel medio) y costo promedio del ciclo en función de los días entre limpiezas, con acercamiento y el óptimo destacado (panel inferior).

La forma de la curva de costo promedio explica por qué emerge un óptimo. Si se limpia demasiado pronto, el costo fijo por evento de limpieza se reparte sobre pocos días de operación, por lo que el costo diario del ciclo queda artificialmente alto aunque la ineficiencia sea baja. En el extremo opuesto, si se posterga la limpieza, el costo fijo pierde peso relativo, pero la penalización por ineficiencia acumulada empieza a dominar, elevando nuevamente el costo promedio. El mínimo representa el punto de equilibrio económico entre ambas fuerzas, a partir de cierto día, el costo marginal de seguir operando ensuciado supera el costo marginal de reiniciar el ciclo mediante limpieza.

En esta sección se utiliza como figura principal el caso sin detención explícita porque permite visualizar el óptimo dentro del horizonte y aislar con claridad la competencia entre costo fijo y costo de ineficiencia. Los casos complementarios, que incorporan detención y un horizonte extendido, reproducen la misma lógica de formación del óptimo pero con distinta ponderación económica debido a la no producción durante la intervención. Para no recargar el cuerpo del capítulo, esas figuras de tres paneles se dejan como respaldo en el Anexo B.1.

5.4.2. Caso con detención

Cuando se incorpora un periodo de detención explícito para ejecutar la limpieza, el problema deja de estar gobernado principalmente por la degradación térmica asociada al ensuciamiento y pasa a estar condicionado por el costo de oportunidad de no generar. En términos operacionales, la planta no solo enfrenta una penalización gradual por pérdida de potencia, sino también una penalización abrupta asociada a detenerse varios días, lo que eleva el costo total del ciclo justo en el instante en que se decide intervenir.

La razón de esta dominancia es estructural. El costo por ensuciamiento crece de forma acumulativa día a día, pero lo hace con una pendiente relativamente suave, porque el ensuciamiento se modela como una degradación del coeficiente global de transferencia de calor y, por tanto, la potencia neta cae de manera progresiva. En cambio, el costo por detención se activa como un bloque compacto que, por cada día detenido, equivale a renunciar a la energía que se habría vendido si la planta siguiera operando cerca de la condición inmediatamente anterior a detener. Esta energía no producida se valoriza con el mismo esquema de precios diarios empleado en el análisis, de modo que el castigo económico puede aumentar si la parada coincide con periodos de mayor precio.

Bajo esta lógica, una limpieza con detención se vuelve económicamente justificable solo cuando el costo acumulado por ineficiencia ha crecido lo suficiente como para compensar simultáneamente el costo fijo del evento y la pérdida de ingresos durante la parada. Si ese umbral no se alcanza dentro del horizonte de simulación, el criterio de costo promedio por ciclo empuja la solución hacia limpiezas cada vez más tardías. Este comportamiento se observa en las curvas de optimización con detención presentadas en resultados, donde el mínimo se desplaza hacia valores grandes de d , tanto para 10 años como para 15 años (Figuras 5.1 y 5.2).

En la experiencia operacional de la planta CSP estudiada, este comportamiento queda avalado por la práctica histórica. Hasta la fecha, no se han programado detenciones de la planta exclusivamente para efectuar limpiezas de estos equipos. Cuando se ha realizado apertura e intervención, se ha ejecutado aprovechando el periodo en que la planta ya se encontraba fuera de servicio por otras causas. En ese sentido, el caso con

detención explícita no se utiliza aquí para proponer una periodicidad estricta independiente, sino para cuantificar el peso económico de una parada dedicada y, a partir de ello, motivar la formulación alternativa sin detención, entendida como la aproximación de una limpieza acoplada a una parada ya existente.

Finalmente, este resultado no debe leerse como una negación de la utilidad de limpiar, sino como una advertencia sobre el tipo de decisión que se está optimizando. Con detención explícita, el modelo no está respondiendo solo a cuánto se pierde por ensuciamiento, sino a cuánto cuesta interrumpir la disponibilidad de la planta. Por eso, la conclusión operativa que se desprende de las Figuras 5.1 y 5.2 es que la eficiencia recuperable por sí sola raramente paga una detención prolongada, salvo que el ensuciamiento sea severo, los precios sean persistentemente altos, o la limpieza pueda insertarse en mantenimientos programados donde el costo marginal de la detención sea reducido.

5.4.3. Caso sin detención

El caso sin detención se plantea como una formulación complementaria cuyo objetivo es convertir la optimización en un criterio de programación, no en una orden de detener la planta. Se asume que la limpieza puede acoplarse a una parada ya existente. Por lo mismo, el resultado se interpreta como una señal de cuándo el ensuciamiento acumuló un costo suficientemente alto como para justificar incluir la intervención en la próxima ventana de detención razonable. Esta lectura calza con la experiencia en la planta, donde históricamente no se ha detenido la operación solo para limpiar precalentadores, y las aperturas se han realizado aprovechando periodos en que el sistema no estaba operando por otras causas.

Bajo esta interpretación, d_{opt} no es una fecha literal, sino un umbral económico. En la Figura 5.3 se observa un mínimo del costo promedio diario del ciclo, que representa el punto en que postergar la limpieza deja de ser conveniente. Antes del mínimo domina el efecto de repartir el costo fijo de limpieza en más días, y después del mínimo domina el crecimiento del costo por ineficiencia asociado a la energía no generada. En términos prácticos, el criterio es programar la limpieza dentro de una parada planificada cercana a d_{opt} , no necesariamente en ese día exacto.

5.4.4. Sensibilidad al escenario de mercado

La sensibilidad al escenario de mercado se evalúa aplicando el mismo criterio de optimización descrito en la metodología, pero reemplazando la señal económica diaria por distintas realizaciones del precio, construidas a partir del año tipo y sus escenarios. De este modo, no se modifica la física del ensuciamiento ni la forma del costo por ineficiencia, lo único que cambia es el valor que se asigna a cada MWh no generado, y con ello se desplaza la posición del d_{opt} .

Los resultados obtenidos de esta sensibilidad son que en el escenario húmedo (P20), con un precio medio de 50,93 USD/MWh, se obtiene un intervalo óptimo de 1.532 días (4,20 años). Para el escenario medio (P50), el precio medio sube a 74,44 USD/MWh y el óptimo disminuye a 1.194 días (3,27 años). En condiciones más exigentes, el escenario seco (P90) alcanza un precio medio de 128,93 USD/MWh y reduce el intervalo a 871 días (2,39 años). Esta tendencia se mantiene en los escenarios extremos, el extremo 1 (P96,8) con 156,53 USD/MWh entrega 829 días (2,27 años), y el extremo 2 (P98,4) con 172,41 USD/MWh reduce a 802 días (2,20 años).

La Figura 5.4 muestra las curvas de costo promedio diario del ciclo para distintos escenarios de mercado. Todas las curvas conservan una forma comparable, con un tramo inicial donde el costo promedio cae al repartirse el costo fijo de la limpieza en más días de operación, y un tramo posterior donde el costo promedio vuelve a aumentar debido al crecimiento del costo por ineficiencia acumulada. La diferencia relevante entre escenarios se observa en la ubicación del mínimo. En escenarios más caros, el óptimo se mueve hacia valores menores de d , porque el ensuciamiento se vuelve más costoso en menos tiempo. En escenarios más baratos, el mínimo se desplaza hacia intervalos mayores, ya que el sistema tolera más degradación antes de que el costo marginal de postergar la limpieza supere el beneficio de seguir operando.

Esta lectura permite interpretar la sensibilidad como un desplazamiento del umbral económico, no como un cambio de naturaleza del problema. En particular, el criterio de decisión se mantiene estable, y la optimización sigue siendo una comparación entre costo fijo de limpieza y costo acumulado por ineficiencia. Lo que varía es el ritmo al que crece la penalización económica del ensuciamiento, y por lo tanto el momento en que se vuelve conveniente intervenir.

En este capítulo se utiliza $P50$ como caso base, ya que es el escenario intermedio y el que viene guiando la lectura central del problema. A partir de esa referencia, los escenarios alternativos contruidos en función de la disponibilidad hídrica permiten explorar condiciones de mercado más favorables o más exigentes, y deben entenderse como un insumo para la toma de decisiones frente a la incertidumbre del sector energético. En particular, su aporte es mostrar cómo se desplaza el óptimo económico cuando el sistema opera bajo señales de precios distintas, de modo que la periodicidad sugerida por $P50$ pueda ajustarse si el comportamiento futuro del sistema se aleja del caso medio.

De forma complementaria, el desplazamiento del óptimo puede resumirse como una periodicidad equivalente. La Figura 5.5 presenta el valor d_{opt} asociado a cada escenario y permite identificar con rapidez la tendencia, sin necesidad de inspeccionar cada curva completa.

Finalmente, para vincular la sensibilidad con decisiones de mantenimiento concretas, la Figura 5.6 compara el costo asociado a operar sin limpiar con el costo bajo la política óptima, mostrando además el ahorro relativo. En escenarios más caros, el ahorro absoluto de limpiar tiende a crecer, y la conveniencia de programar una intervención dentro de una parada planificada se vuelve mayor. En escenarios más baratos, el ahorro se reduce y la decisión se vuelve más sensible al costo fijo de limpieza, lo que refuerza la necesidad de evaluar políticas como rangos y no como un único número rígido.

5.4.5. Sensibilidad al costo de limpieza

El costo de limpieza actúa como el parámetro que “empuja” la decisión cuando se adopta la formulación sin detención explícita. Manteniendo constante la dinámica de ensuciamiento y el escenario de precios, aumentar el costo por evento eleva el costo mínimo alcanzable por la política óptima y desplaza el óptimo hacia intervalos mayores, porque el sistema necesita más días de operación para amortizar una intervención más cara. Este efecto se aprecia en la Figura 5.7, donde la curva de “limpieza periódica óptima” aumenta de forma monótona en el rango evaluado, mientras la referencia “no limpiar” se mantiene como una línea horizontal definida por el promedio del último

año del costo promedio acumulado asociado a operar sin intervención.

Más allá de la tendencia, la lectura clave para gestión es la existencia de un umbral a partir del cual deja de tener sentido económico limpiar bajo las hipótesis del caso sin parada. Ese umbral se identifica en la intersección entre el costo mínimo de la política óptima y el costo promedio de operar sin limpiar. Con el barrido realizado, el cruce ocurre entre 160.000 y 180.000 USD por evento. Al refinar localmente ese tramo, se obtiene un valor más preciso de 169.449 USD por limpieza. Por debajo de ese orden de magnitud, la política óptima logra un costo promedio menor que operar sin intervención, por encima, el costo fijo domina y el mejor resultado termina siendo no limpiar dentro del horizonte analizado.

En términos operacionales, este umbral sirve para responder una pregunta simple, si el costo real de intervención (mano de obra, repuestos, logística y riesgos asociados) se acerca a ese nivel, la conveniencia de limpiar se vuelve altamente sensible a incertidumbres del precio y del ensuciamiento efectivo.

5.4.6. Sensibilidad a la velocidad de ensuciamiento (τ)

La variación del parámetro τ no se plantea como admisión de desconocimiento del valor, si no para robustecer lo detallado en el informe técnico que fijó un valor en la sección 5.1.1. Es por esto que se analizan escenarios no muy alejados, con desviaciones de $\pm 30\%$ respecto de τ_{base} . A su vez, el análisis funciona como una verificación de estabilidad del resultado ante cambios en el ritmo con que se desarrolla la resistencia térmica por ensuciamiento.

Los resultados se resumen en la Tabla 5.1. En términos operacionales, se puede verificar el comportamiento esperado, al disminuir τ (ensuciamiento más rápido), el intervalo óptimo de limpieza d_{opt} se reduce, ya que la degradación del desempeño ocurre antes y el costo marginal de postergar la limpieza crece más temprano. De forma análoga, al aumentar τ (ensuciamiento más lento), el sistema tarda más en acumular resistencia térmica, por lo que es económicamente conveniente extender el periodo de operación antes de intervenir.

Cabe notar que τ no solo modifica el costo asociado a operar sin limpieza, sino también el costo mínimo alcanzable cuando se permite optimizar el día de intervención. Esto ocurre porque τ controla la velocidad a la que crece la pérdida energética, y por tanto reescala la trayectoria temporal del término de ineficiencia tanto en el caso "no limpiar" como en el caso "con limpieza". En consecuencia, a diferencia de otros análisis de sensibilidad donde el parámetro afecta de manera predominante un único componente, aquí ambos costos varían en forma coherente con la tasa de ensuciamiento, lo que hace menos directo anticipar el cambio en ΔC a priori.

Se observa además un salto en d_{opt} entre $\tau/\tau_{base} = 1,00$ y $\tau/\tau_{base} = 1,15$, pasando de 1.194 a 1.522 días, con valores muy similares para 1,15 y 1,30. Para valores mayores de τ , el ensuciamiento progresa más lentamente y la degradación diaria se vuelve muy gradual, por lo que existe un rango amplio de días de limpieza que entrega costos promedio del ciclo prácticamente equivalentes. Bajo esa condición, el óptimo puede desplazarse hacia otra zona del horizonte porque el costo se evalúa sobre un año tipo con precios diarios variables, es decir, conviene evitar que la detención y la limpieza queden sincronizadas con periodos de mayor precio, aun cuando la diferencia técnica de ensuciamiento entre días cercanos sea pequeña.

En síntesis, la sensibilidad a τ cumple el propósito de reforzar el análisis. La tendencia física se mantiene coherente, un ensuciamiento más rápido empuja a limpiezas más frecuentes, pero la magnitud del efecto es acotada en el rango evaluado. Las diferencias observadas en d_{opt} se explican en gran medida por la forma de la función objetivo, su discretización diaria y la ponderación económica utilizada. En consecuencia, bajo el año tipo y el escenario base de precios adoptado, la política óptima propuesta muestra baja sensibilidad a τ , lo que refuerza la validez de la recomendación operativa presentada.

5.4.7. Limitaciones prácticas y cómo usar la política en planta

La política obtenida debe entenderse como una regla de programación y priorización, no como una fecha rígida que obligue a intervenir exactamente en el día d_{opt} . En la práctica, el resultado entrega un umbral económico, a partir del cual el costo de seguir operando con ensuciamiento se vuelve comparable o superior al costo de ejecutar

una limpieza, por lo que la recomendación operativa es incorporar la intervención en la próxima ventana de detención. Esta lectura es consistente con la forma en que se han realizado aperturas históricamente en la planta, aprovechando periodos en que el sistema ya se encuentra fuera de servicio por otras causas.

Las principales limitaciones prácticas provienen de simplificaciones necesarias para mantener el problema tratable. El ensuciamiento se representa como una degradación térmica equivalente, sin modelar explícitamente efectos hidráulicos, restricciones de disponibilidad, ni variaciones operacionales no capturadas por el año tipo. Del mismo modo, el costo de limpieza se incorpora como un valor fijo por evento y la detención, cuando se considera, se aproxima con una potencia previa constante. Aun así, la política es directamente aplicable como criterio de programación, porque traduce la degradación técnica a un umbral económico y permite decidir cuándo conviene aprovechar una parada existente para ejecutar la limpieza.

En adelante, el modelo se puede fortalecer con mejoras acotadas y realistas. En particular, es valioso registrar en cada intervención el estado de ensuciamiento observado, la duración efectiva de la apertura y el costo real desagregado a nivel de orden de trabajo. También ayuda disponer de una trazabilidad simple de potencia neta antes y después de una limpieza, o de algún indicador indirecto de degradación del tren de calentamiento. Con esos insumos, la política puede recalibrarse y convertirse en una herramienta recurrente para planificación, manteniendo su rol central como regla de programación alineada con la operación real de planta.

Capítulo 6

Conclusiones

El trabajo desarrollado permitió cumplir los cuatro objetivos específicos planteados y, con ello, avanzar de forma concreta hacia el objetivo general de caracterizar y optimizar el tren de calentamiento de agua de alimentación de una planta CSP de torre.

Respecto del primer objetivo específico, se desarrolló un marco conceptual que conecta el funcionamiento del ciclo Rankine y el tren de calentamiento con el problema práctico de la degradación térmica en precalentadores y sus implicancias operacionales. El estado del arte presentó el funcionamiento de plantas CSP y el rol de cada componente del ciclo Rankine regenerativo, revisando modelos de simulación térmica y bases teóricas. A su vez, permitió justificar por qué la evaluación debe enfocarse en variables observables y controlables en operación (por ejemplo niveles y presión del desgasificador), además de explicitar la brecha existente respecto de herramientas validadas que permitan evaluar el desempeño del tren de calentamiento utilizando principalmente datos operacionales.

En relación con el segundo objetivo específico, se desarrolló y validó un modelo termodinámico del ciclo Rankine acoplado a la planta CSP. El modelo, implementado en MATLAB con formulaciones IAPWS-IF97 y una representación modular de calderas, turbinas, precalentadores y desgasificador, logró reproducir el punto de diseño a plena carga con desviaciones inferiores al orden del 1 % en potencia neta y eficiencia térmica, lo que respalda su uso como línea base para análisis posteriores. Al extender la evaluación al límite inferior de la carga parcial, el modelo presentó desviaciones del orden de 10 % y 4 % en potencia neta y eficiencia térmica respectivamente, reconociendo

do trabajos futuros que reduzcan esta brecha.

Para el objetivo específico tercero, el análisis del tren de calentamiento confirmó que el sistema presenta sensibilidad relevante frente a ciertas variables, especialmente el nivel de condensado en precalentadores y la presión del desgasificador, y que esta sensibilidad no es uniforme, es decir, existe una zona intermedia donde el impacto en eficiencia es acotado, pero aparecen “acantilados” operacionales cuando el nivel se aleja demasiado del rango seguro. En particular, para los precalentadores evaluados (*AP#1*, *AP#2*, *BP#3*, *BP#4* y *BP#5*) la eficiencia global varía en el orden de unas leves décimas de punto porcentual al moverse desde niveles cercanos al mínimo admisible hacia valores altos, pero la degradación se vuelve más marcada a partir de umbrales asociados al inicio de inundación en la zona de condensación, debido a la reducción efectiva del UA disponible. Complementariamente, los indicadores locales DCA y TTD muestran dos zonas patológicas claras, una por debajo del sifón y otra en la parte alta de la carcasa, lo que indica que la consigna operativa no debiera centrarse solo en eficiencia global, sino también en evitar esas regiones donde el comportamiento del equipo se vuelve más riesgoso o ineficiente. En el caso del desgasificador, el estudio se estructuró mediante un barrido de presión entre 5 y 15 bar, mostrando la correspondencia entre el aumento de temperatura de agua de alimentación y la penalización en generación eléctrica por mayor caudal de vapor no turbinado, es decir, un trade-off que encuentra un máximo para 11,14 bar y debe gestionarse como variable crítica de operación.

Finalmente, para el objetivo específico cuarto, se cuantificó el impacto del ensuciamiento sobre el desempeño y se formuló una política de limpieza basada en minimizar el costo promedio diario del ciclo. El caso correcto corresponde a considerar una detención explícita por limpieza de 14 días, ya que representa la realidad de ejecutar la intervención con pérdida efectiva de producción. Bajo esta formulación, el mínimo económico (día óptimo de limpieza) se desplaza hacia intervalos muy largos, quedando fuera de los horizontes de 10 y 15 años evaluados. Este resultado sugiere que, si la limpieza requiere una parada dedicada de esa magnitud, una política realista debería privilegiar limpiezas acopladas a paradas existentes. Dado que el óptimo del caso correcto queda fuera del horizonte, se definió como caso base la formulación sin detención explícita por intervención con horizonte de 10 años, que permite obtener una periodicidad interna y comparable. En este caso base, el intervalo óptimo de limpieza

resultó en $d_{opt} = 1,194$ días, reduciendo el costo promedio diario desde 234,32 USD/día (sin limpieza) a 200,35 USD/día (con limpieza óptima), equivalente a un ahorro neto de 33,97 USD/día. La sensibilidad al escenario de mercado, construida con percentiles de precio, mostró que d_{opt} va desde los 802 días para el escenario seco extremo 2 (P98.4), hasta los 1.532 días para el escenario húmedo (P20), dejando una brecha amplia para futuras evaluaciones que consideren la situación de mercado en la que se encuentre. Además, el análisis de sensibilidad al costo directo de intervención mostró un límite práctico, si el costo de limpieza supera 169.449 USD, bajo las condiciones del caso base la alternativa económicamente preferible pasa a ser no limpiar.

En términos del objetivo general, el trabajo entrega una herramienta que desde ya, con los parámetros actuales, sirve como base cuantitativa para apoyar la toma de decisiones de la planta a partir de rangos de operación recomendables para variables críticas del tren de calentamiento, como niveles y presión del desgasificador, poniendo énfasis en evitar zonas patológicas identificadas mediante indicadores locales, y además propone una política de limpieza que puede traducirse en una regla operativa sobre cada cuántos días conviene intervenir bajo supuestos explícitos de ensuciamiento, precios y costos.

Como proyecciones, se plantea robustecer el modelo hidráulico para reducir las discrepancias observadas en carga parcial y mejorar la capacidad predictiva fuera del diseño. También es de interés calibrar los parámetros de ensuciamiento y el grado de recuperación efectiva posterior a la limpieza con datos históricos de planta, para disminuir la incertidumbre asociada a d_{opt} y a los ahorros estimados. Por último, conviene trasladar la herramienta paramétrica hacia un esquema implementable, donde en tiempo real, se integre con ventanas reales de detención, restricciones de mantenimiento y estrategias de operación que eviten simultáneamente desviaciones de nivel y degradación por ensuciamiento, considerando que en planta ambos fenómenos coexisten y pueden amplificarse.

Bibliografía

- [1] Performance Test Code on Dearators. Performance test code, American Society of Mechanical Engineers (ASME), New York, USA, 1997. ASME PTC 12.3–1997.
- [2] Mohamed A. Antar and Syed M. Zubair. The impact of fouling on performance evaluation of multi-zone feedwater heaters. *Applied Thermal Engineering*, 27(14):2505–2513, 2007.
- [3] Javier Baigorri, Alessandro Federici, Tereza Kubikova, Theunis Du Toit, Pablo Rodríguez-deArriba, Coriolano Salvini, David Sánchez, and Fritz Zaversky. Modeling of an innovative integration of compressed air energy storage (caes) with high-temperature concentrated solar power (csp): A comprehensive use-case study. *Journal of Energy Storage*, 132:117678, 2025.
- [4] Richard Bobby Banda. Modelling of the deaerator system in flownex. Master’s thesis, University of Cape Town, Department of Mechanical Engineering, Cape Town, South Africa, December 2015. Submitted in partial fulfilment of the requirements for the Master’s of Science degree in Mechanical Engineering.
- [5] Manuel Blanco, Antonio Acosta, Adrián Blindu, Jürgen Dersch, Victor Grigoriev, Kypros Milidonis, C.N. Papanicolas, Cristina Prieto, Domingo Santana, and Manuel Silva. Concentrating solar thermal technologies – status, cost and research trends. 01 2020.
- [6] Carlos Cacciuttolo, Valentina Guzmán, and Patricio Catriñir. Renewable solar energy facilities in south america—the road to a low-carbon sustainable energy matrix: A systematic review. *Energies*, 17(22), 2024.
- [7] CADE Soluciones de Ingeniería. Introducción, clasificación y diseño de intercambiadores de calor tipo tema. <https://cadeengineering.com/es/>

introduccion-a-clasificacion-y-diseno-de-intercambiadores-de-calor
n.d. Accedido: 2025-12-01. Figura: Clasificación de diseño TEMA.

- [8] Ricardo Chico Caminos. Techno-economic Assessment of Hybrid Photovoltaic/Solar Thermal Power Plants: Modeling and Potential for Synergies. PhD thesis, 11 2017.
- [9] D. H. Cooke. On prediction of off-design multistage turbine pressures by stodola's ellipse. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 107(3):596–606, 07 1985.
- [10] Coordinador Eléctrico Nacional. Programa de generación de 12 meses: Período diciembre 2025-noviembre 2026. Technical Report Informe DEAS-GM-SEN N°32/2025, Coordinador Eléctrico Nacional (CEN), Chile, December 2025. Departamento de Estudios y Análisis de Suministro, diciembre de 2025.
- [11] Coordinador Eléctrico Nacional. Costos marginales, 2026. Consultado el 18 de enero de 2026.
- [12] Departamento de Ingeniería del Proyecto. Balance de masa y energía, 201X. Documento interno. Acceso restringido.
- [13] Emerson Drewes. Solar plant off i-15 near las vegas faces cloudy future; units closing — photos, 2025. *Las Vegas Review-Journal*. Accedido en julio de 2025.
- [14] Electric Power Research Institute. Thermal performance engineers handbook, volume ii. Technical Report TR-107422-V2, EPRI, Palo Alto, CA, 1998. Section: Feedwater Heater Performance.
- [15] W. F. Fuls. Enhancement to the traditional ellipse law for more accurate modeling of a turbine with a finite number of stages. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 139(11):112603, 07 2017.
- [16] Eduardo González-Mora and Maria Duran. Finite-time thermodynamics efficiency modeling insights of direct steam generation solar power plants with linear fresnel reflectors. *International Journal of Thermofluids*, 23:100793, 08 2024.
- [17] Anna Groeschel. Real time simulation of a steam rankine cycle for csp operator training. Master of science's thesis, University of Wisconsin-Madison, 2024. Accessed: 2025-08-05.

- [18] Heat Exchange Institute. Standards for Closed Feedwater Heaters. Heat Exchange Institute, Cleveland, OH, 9th edition, 2015.
- [19] S.M. Hossienalipour, Sina Karbalaee M., and Hamed Fathiannasab. Development of a model to evaluate the water level impact on drain cooling in horizontal high pressure feedwater heaters. *Applied Thermal Engineering*, 110:590–600, 2017.
- [20] Frank P Incropera, David P DeWitt, Theodore L Bergman, Adrienne S Lavine, et al. Fundamentals of heat and mass transfer, volume 6. Wiley New York, 1996.
- [21] International Association for the Properties of Water and Steam. Revised release on the iapws industrial formulation 1997 for the thermodynamic properties of water and steam. Iapws release, IAPWS, Lucerne, Switzerland, 2007. Revision 2012.
- [22] International Energy Agency. Technology roadmap: Concentrating solar power. Technical report, OECD / IEA, 2010. Accedido en julio de 2025.
- [23] IRENA. Renewable energy statistics 2025. Technical report, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi, 2025. Accedido en julio de 2025.
- [24] IRENA. Renewable power generation costs in 2024. Technical report, International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi, 2025. Accedido en julio de 2025.
- [25] Paweł Józef Madejski and Isyna Izzal Muna. Simulation of solar-coal hybrid power plant based on the rankine cycle. *Innovations*, 13(2):65–68, 2025. Accedido: 05-08-2025.
- [26] Mike Catapano and Eric Svensson. The importance of proper level control of feedwater heaters. Technical report, Powerfect Inc., Brick, NJ, 2014. Technical Paper.
- [27] Macarena Montané, Gustavo Cáceres, Mauricio Villena, and Raúl O’Ryan. Techno-economic forecasts of lithium nitrates for thermal storage systems. *Sustainability*, 9(5), 2017.
- [28] Hans Müller-Steinhagen. Heat transfer fouling: 50 years after the kern and seaton model. *Heat Transfer Engineering*, 32(1):1–13, 2011.

- [29] National Laboratory of the Rockies (NLR). National solar radiation database (nsrdb) - data viewer. Web.
- [30] National Renewable Energy Laboratory. System advisor model (sam). <https://sam.nrel.gov>, 2020. Accedido en agosto de 2025.
- [31] Stephen Ogbonnaya and Oluseyi Ajayi. Fouling phenomenon and its effect on heat exchanger: A review. *Frontiers in Heat and Mass Transfer*, 9, 12 2017.
- [32] Ioana Opris. A deaerator model. 07 2013.
- [33] Luis Orozco and Ana Urrego. Modelos de ensuciamiento en intercambiadores de calor tubulares en sistemas indirectos en procesos uht en la industria láctea. *Publicaciones e Investigación*, 10:95, 03 2016.
- [34] S.O. Oyedepo, B.A. Fakeye, B. Mabinuori, P.O. Babalola, R.O. Leramo, O. Kilanko, J.O. Dirisu, M. Udo, U.K. Efemwenkiele, and J.A. Oyebanji. Thermodynamics analysis and performance optimization of a reheat – regenerative steam turbine power plant with feed water heaters. *Fuel*, 280:118577, 2020.
- [35] Marcos González Pariente. Efecto del nivel de condensado en feedwater heaters. Master’s thesis, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, España, Oct 2015.
- [36] Cristóbal Parrado, Aitor Marzo, Edward Fuentealba Vidal, and Angel G. Fernández. 2050 lcoe improvement using new molten salts for thermal energy storage in csp plants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 57:505–514, 05 2016.
- [37] Felix Perez and Domingo Santana. Modelización de ciclos Rankine mediante el método de Spencer, Coon y Cannon. PhD thesis, 10 2017.
- [38] Bilal Ahmed Qureshi and Syed M. Zubair. Predicting the impact of heat exchanger fouling in power systems. *Energy*, 107:595–602, 2016.
- [39] REN21. Colección del informe sobre el estado global de las energías renovables 2024, energías renovables en el suministro de energía. Technical report, 2024. Accedido en julio de 2025.

- [40] Sylvain Rodat and Richard Thonig. Status of concentrated solar power plants installed worldwide: Past and present data. *Clean Technologies*, 6:365–378, 03 2024.
- [41] Manuel Romero and Aldo Steinfeld. Concentrating solar thermal power and thermochemical fuels. *Energy Environ. Sci.*, 5:9234–9245, 10 2012.
- [42] D. P. Sekulic ´, R. K. Shah, and A. Pignotti. A review of solution methods for determining effectiveness-ntu relationships for heat exchangers with complex flow arrangements. *Applied Mechanics Reviews*, 52(3):97–117, 03 1999.
- [43] R. C. Spencer, K. C. Cotton, and C. N. Cannon. A method for predicting the performance of steam turbine-generators....: 16,500 kw and larger. *Journal of Engineering for Power*, 85(4):249–298, 10 1963.
- [44] Javier Texidor López. Tratamiento todo-volátil oxidante para ciclos de potencia de vapor. Proyecto de fin de grado, Universidad de La Laguna, San Cristóbal de La Laguna, España, 2017.
- [45] Thermal Engineering Ltda. Desaireación térmica v/s química. Artículo técnico, Thermal Engineering Ltda., recuperado en 2026.
- [46] Tubular Exchanger Manufacturers Association. Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association. Tubular Exchanger Manufacturers Association, Tarrytown, NY, 9th edition, 2007.
- [47] H.L. Zhang, J. Baeyens, J. Degreè, and G. Cacères. Concentrated solar power plants: Review and design methodology. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 22:466–481, 2013.
- [48] Çengel Y. Boles M. Thermodynamics. An Engineering Approach. The McGraw-Hill Companies, Inc., 2011.

Anexo A

Resultados capítulo 4

A continuación, son presentados los resultados obtenidos en capítulo 4 para cada equipo de estudio en sus variantes.

A.1. Influencia del nivel en precalentador $AP\#1$

A.1.1. Influencia del nivel en indicadores característicos: Modelo local

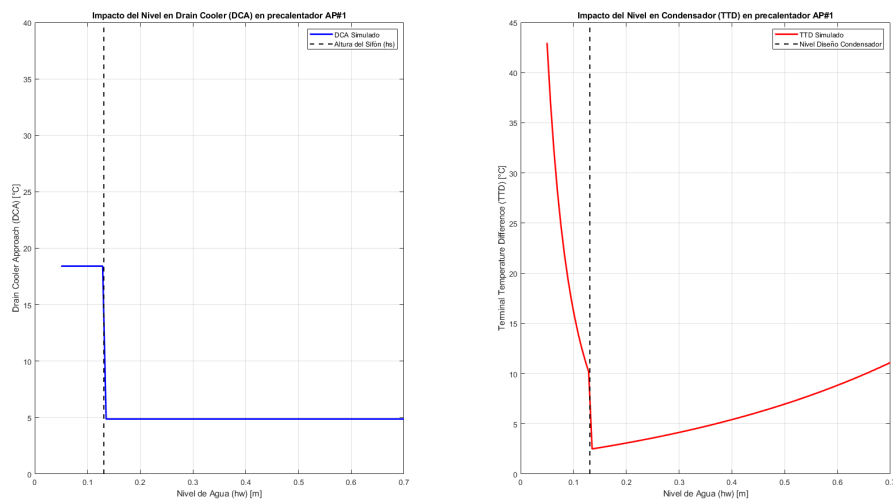


Figura A.1: Efectos en indicadores característicos de $AP\#1$. Modelo local.

A.1.2. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo sin variaciones en flujo másico de extracción de turbina

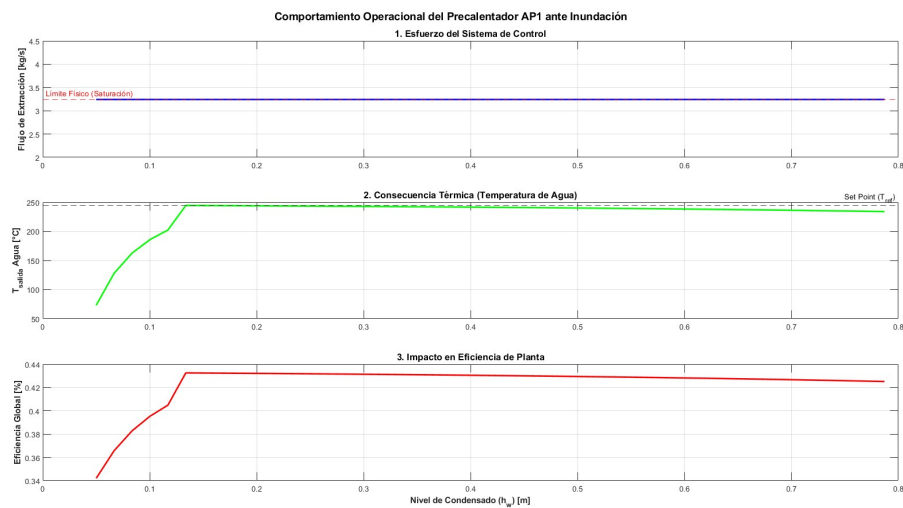


Figura A.2: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $AP\#1$ y el ciclo, sin considerar variaciones en flujo másico de extracción de turbina

A.1.3. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño)

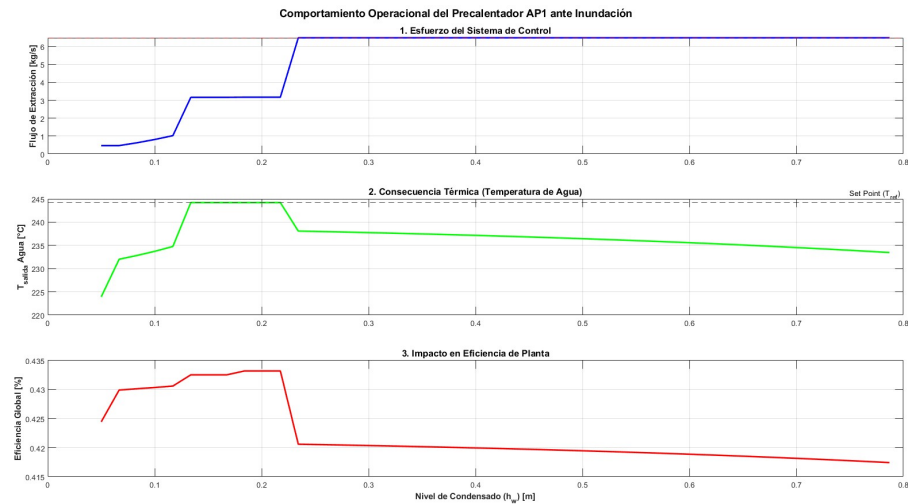


Figura A.3: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $AP\#1$ y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño).

A.1.4. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable

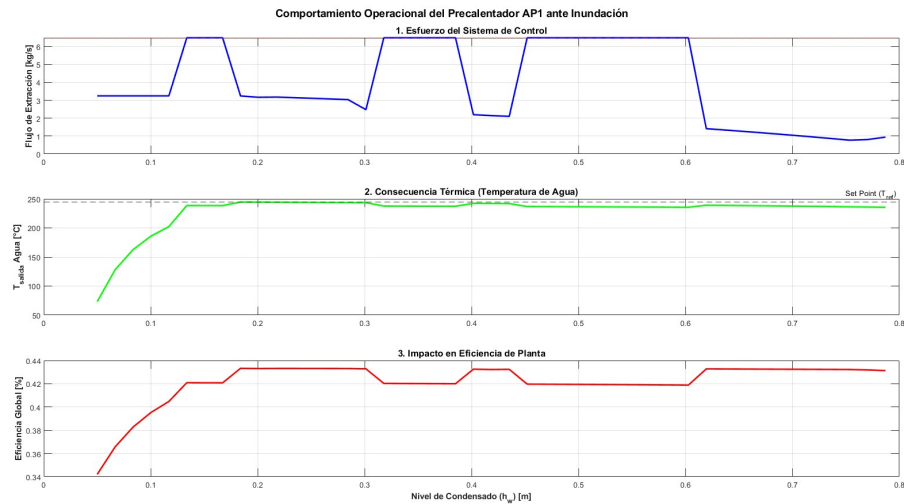


Figura A.4: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $AP\#1$ y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable.

A.2. Influencia del nivel en precalentador $AP\#2$

A.2.1. Influencia del nivel en indicadores característicos: Modelo local

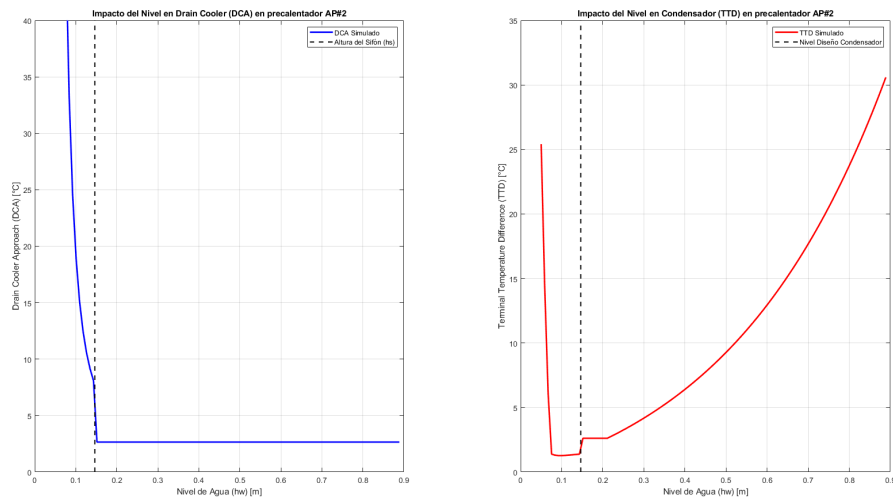


Figura A.5: Efectos en indicadores característicos de $AP\#2$. Modelo local.

A.2.2. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo sin variaciones en flujo másico de extracción de turbina

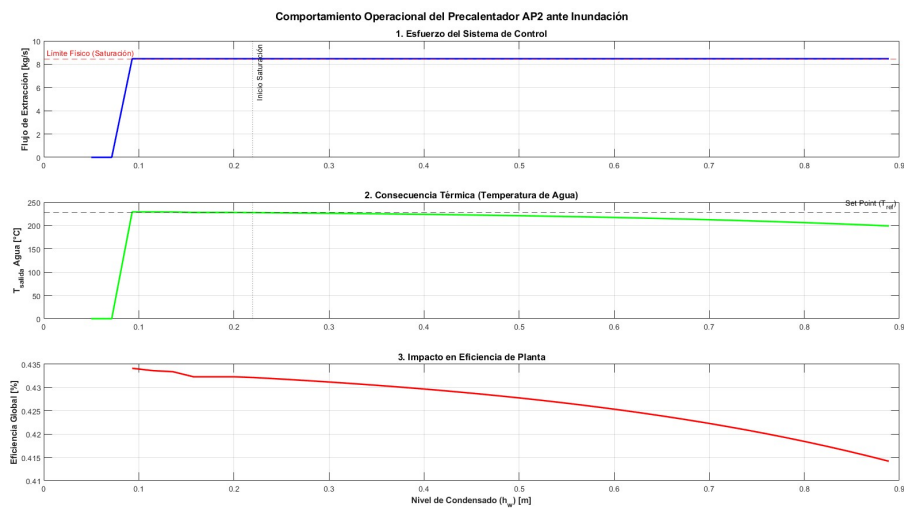


Figura A.6: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador *AP#2* y el ciclo, sin considerar variaciones en flujo másico de extracción de turbina

A.2.3. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño)

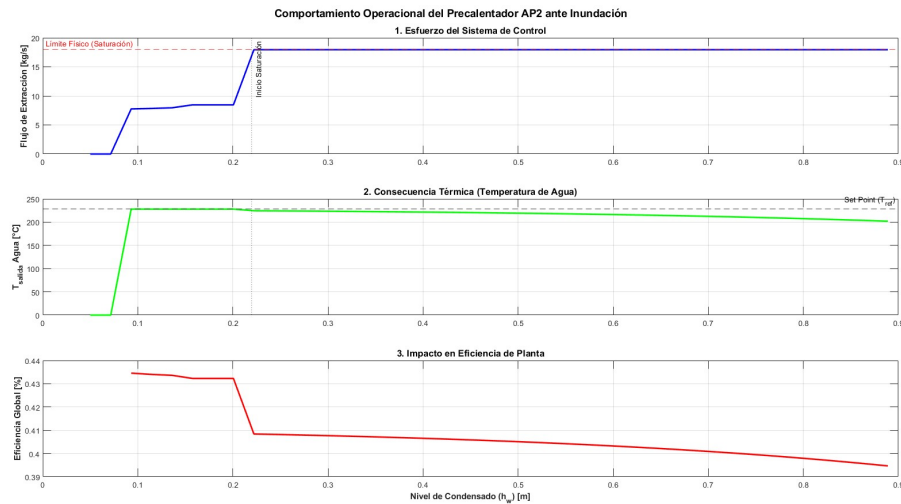


Figura A.7: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador *AP#2* y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño).

A.2.4. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable

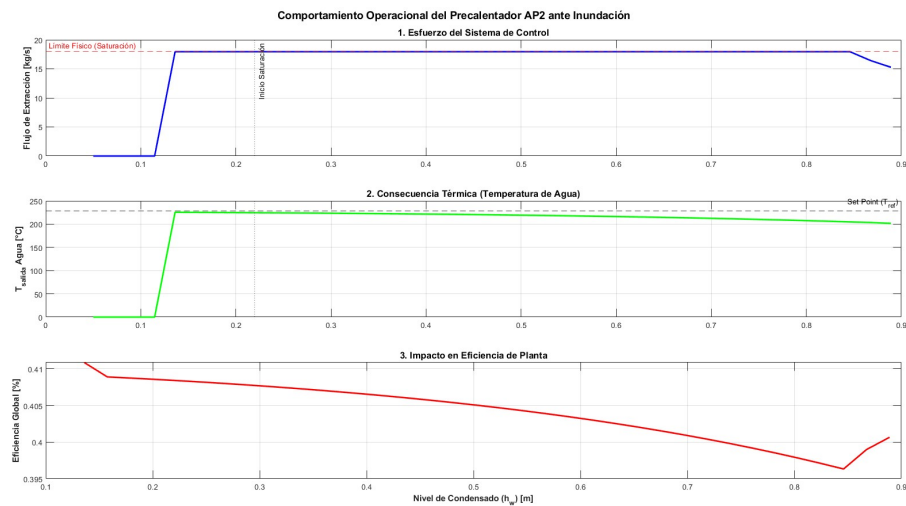


Figura A.8: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $AP\#2$ y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable.

A.3. Influencia del nivel en precalentador $BP\#3$

A.3.1. Influencia del nivel en indicadores característicos: Modelo local

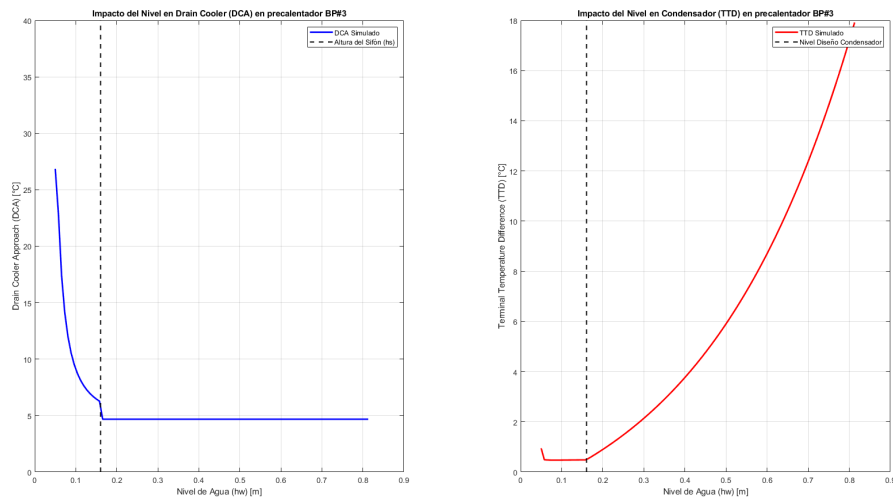


Figura A.9: Efectos en indicadores característicos de $BP\#3$. Modelo local.

A.3.2. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo sin variaciones en flujo másico de extracción de turbina

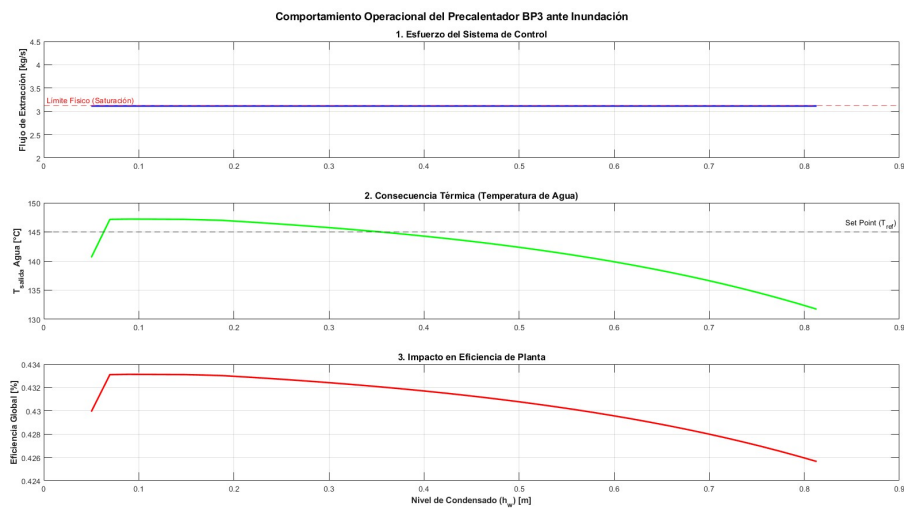


Figura A.10: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador *BP#3* y el ciclo, sin considerar variaciones en flujo másico de extracción de turbina

A.3.3. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño)

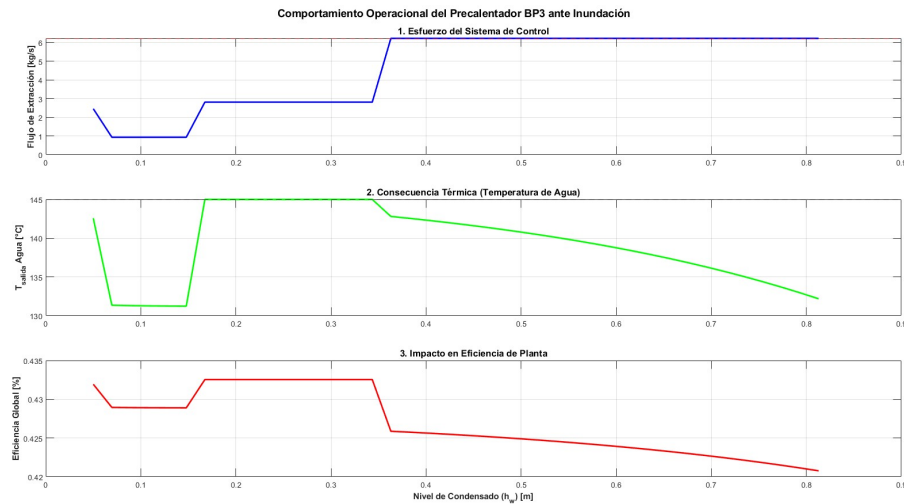


Figura A.11: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador *BP#3* y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño).

A.3.4. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable

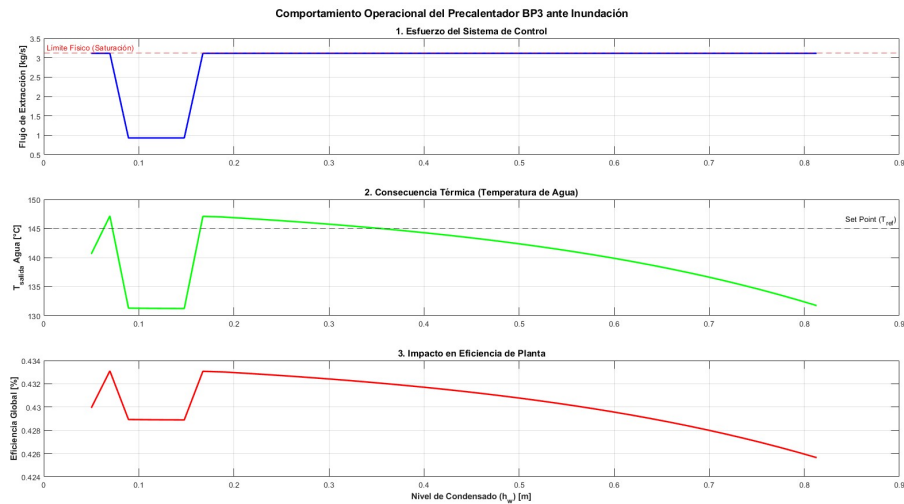


Figura A.12: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador *BP#3* y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable.

A.4. Influencia del nivel en precalentador $BP\#4$

A.4.1. Influencia del nivel en indicadores característicos: Modelo local

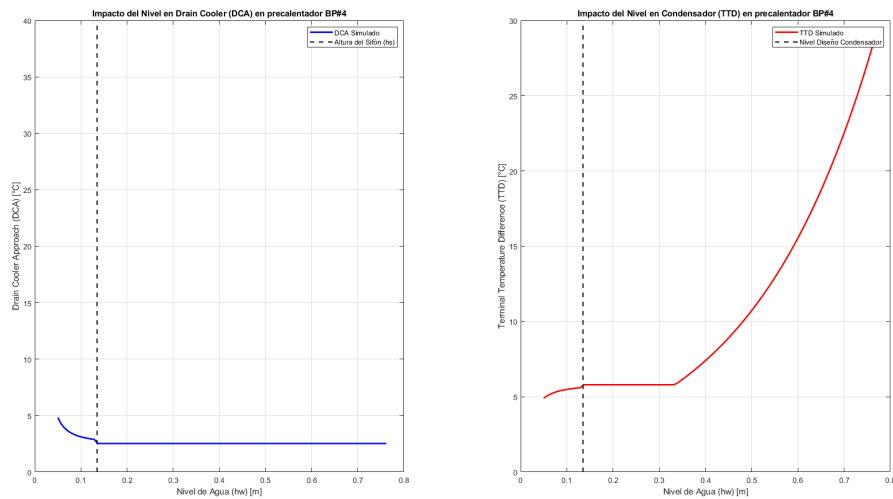


Figura A.13: Efectos en indicadores característicos de $BP\#4$. Modelo local.

A.4.2. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo sin variaciones en flujo másico de extracción de turbina

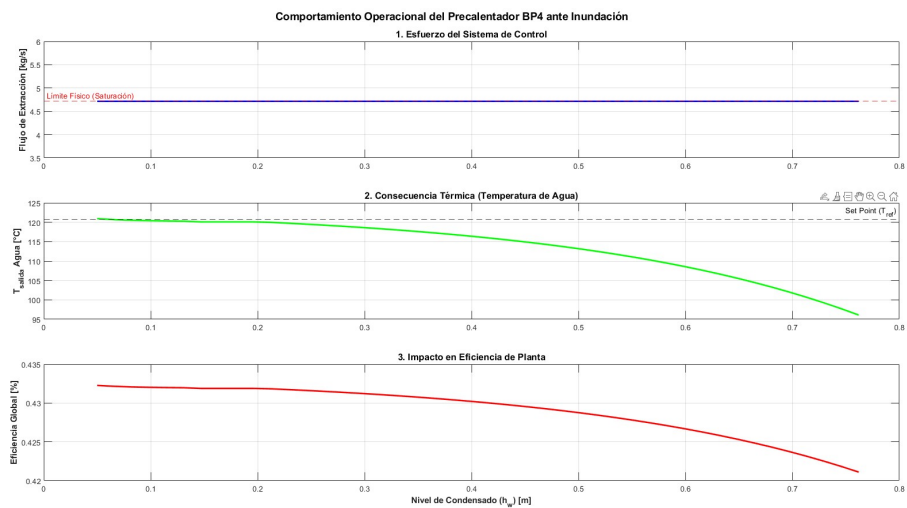


Figura A.14: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador *BP#4* y el ciclo, sin considerar variaciones en flujo másico de extracción de turbina

A.4.3. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño)

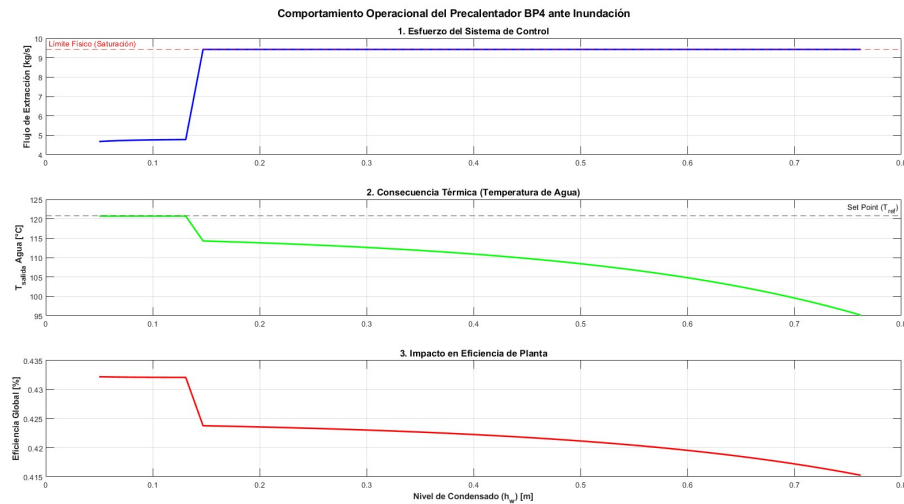


Figura A.15: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador *BP#4* y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño).

A.4.4. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable

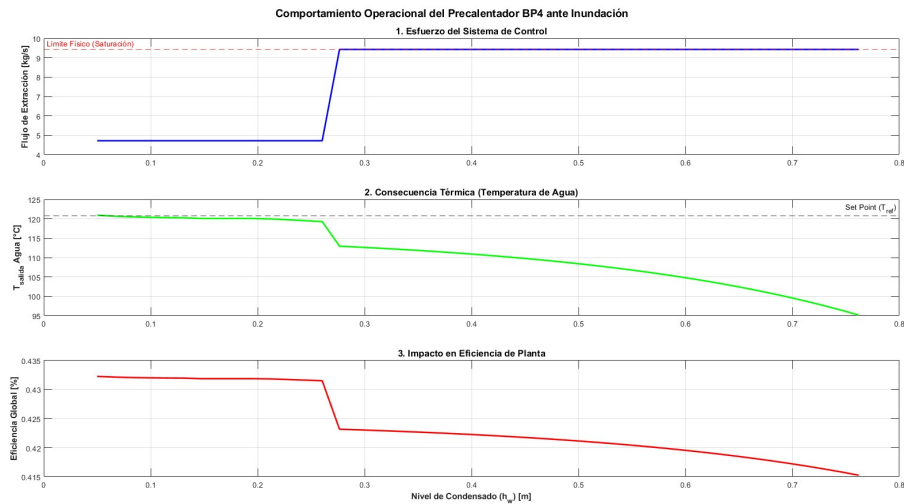


Figura A.16: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador *BP#4* y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable.

A.5. Influencia del nivel en precalentador $BP\#5$

A.5.1. Influencia del nivel en indicadores característicos: Modelo local

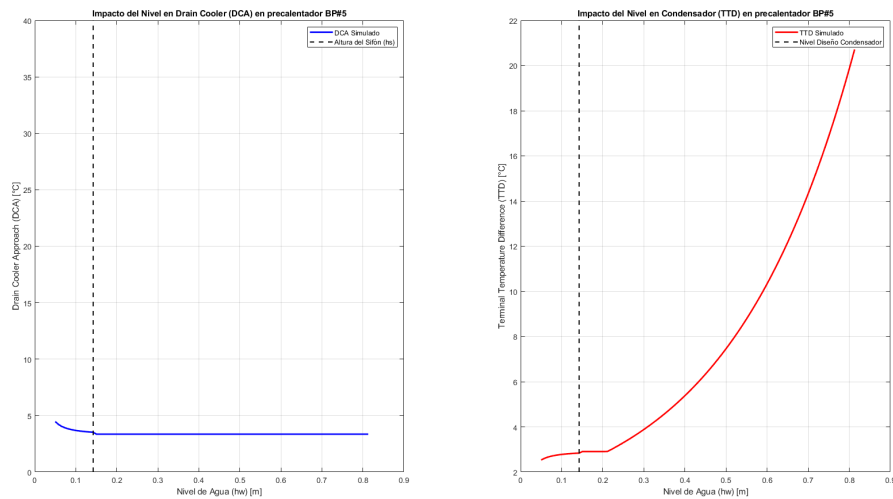


Figura A.17: Efectos en indicadores característicos de $BP\#5$. Modelo local.

A.5.2. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo sin variaciones en flujo másico de extracción de turbina

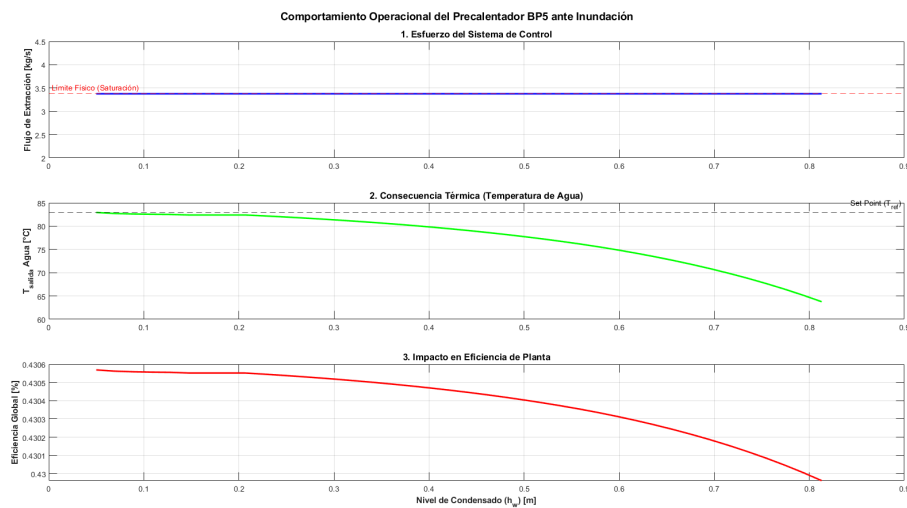


Figura A.18: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador $BP\#5$ y el ciclo, sin considerar variaciones en flujo másico de extracción de turbina

A.5.3. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño)

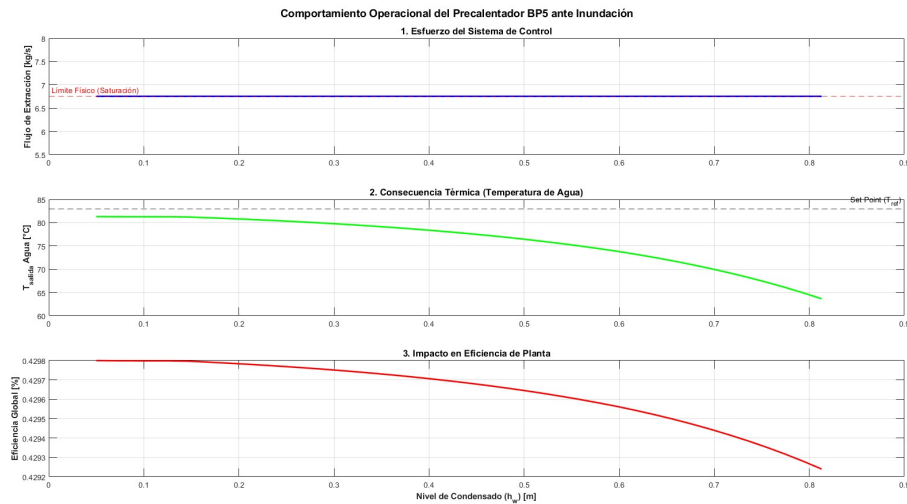


Figura A.19: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador *BP#5* y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura fija (diseño).

A.5.4. Respuesta del sistema frente a variaciones del nivel de condensado: Modelo con variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable

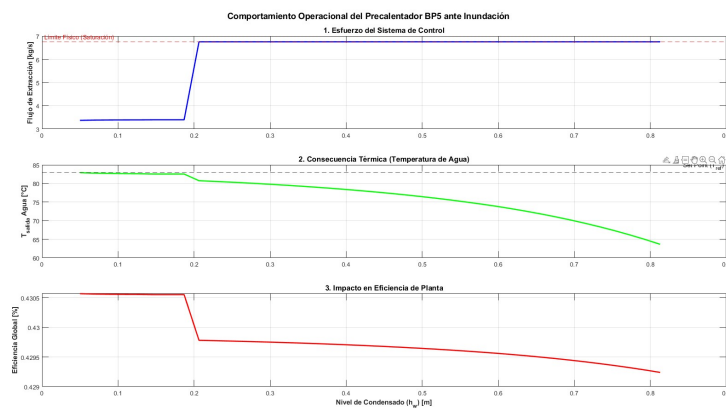


Figura A.20: Efectos de la variación de nivel de condensado en precalentador *BP#5* y el ciclo, considerando variaciones en flujo másico de extracción de turbina a temperatura variable.

A.6. Influencia de presión en desgasificador

A.6.1. Respuesta del sistema frente a variaciones de presión del desgasificador.

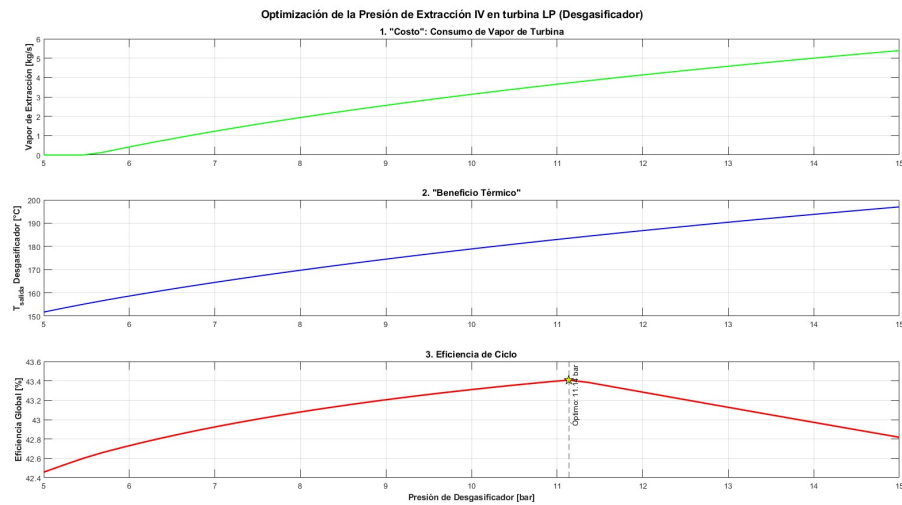


Figura A.21: Efectos de la variación de del desgasificador y su impacto en el ciclo

A.6.2. Trade-off entre W_{net} y Q_{in}

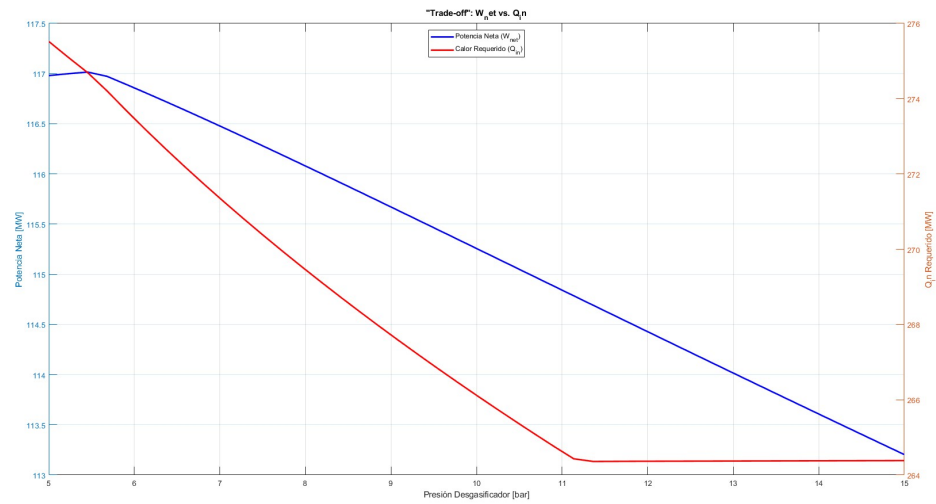


Figura A.22: Visualización simultánea de efectos en W_{net} y Q_{in} al variar la presión del desgasificador.

Anexo B

Resultados capítulo 5

B.1. Figuras complementarias de tres paneles

En esta sección se incluyen figuras complementarias que muestran, en formato de tres paneles, la evolución de potencia neta diaria, el costo acumulado por ineficiencia y la curva de costo promedio del ciclo. Estas gráficas se presentan como respaldo visual de los casos alternativos discutidos en el Capítulo 5.

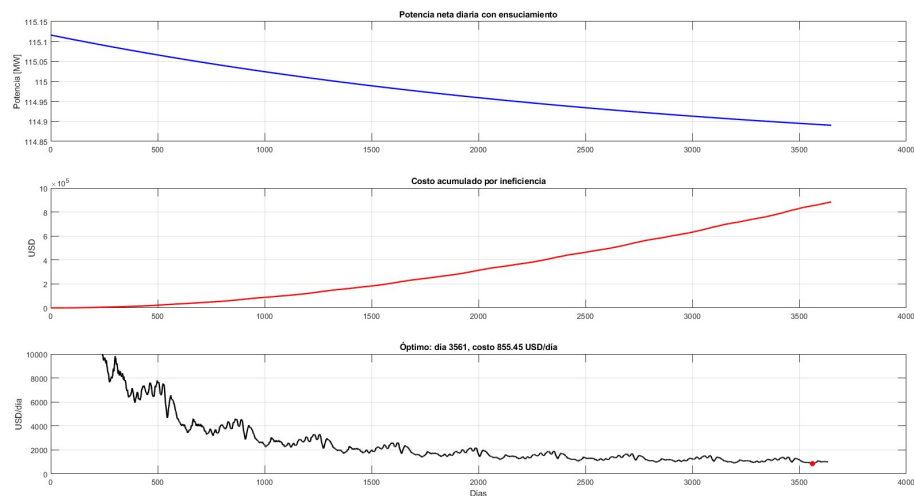


Figura B.1: Caso con detención en horizonte de 10 años. Evolución de potencia neta diaria (panel superior), costo acumulado por ineficiencia (panel medio) y costo promedio del ciclo en función de los días entre limpiezas (panel inferior), con el óptimo destacado.

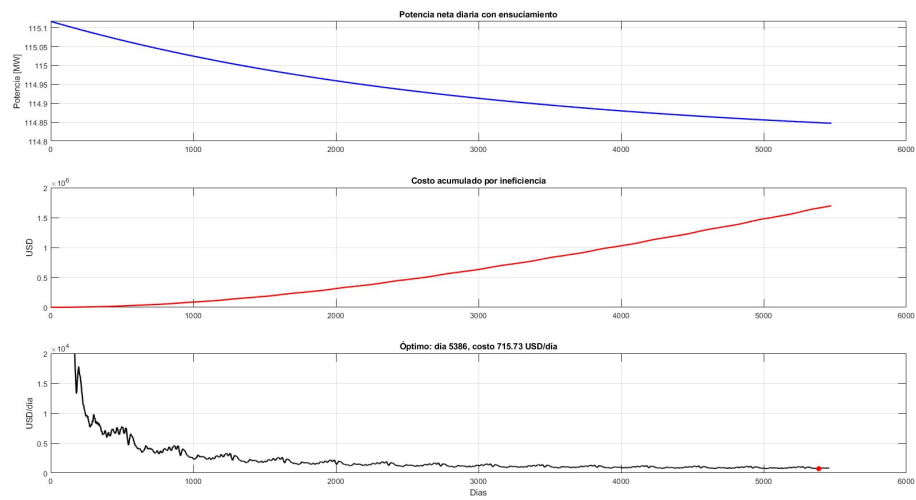


Figura B.2: Caso con detención en horizonte de 15 años. Evolución de potencia neta diaria (panel superior), costo acumulado por ineficiencia (panel medio) y costo promedio del ciclo en función de los días entre limpiezas (panel inferior), con el óptimo destacado.