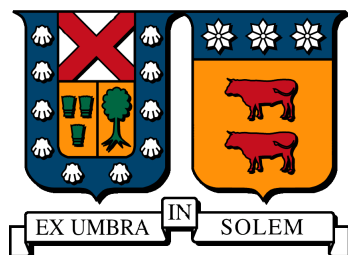


UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA
SANTIAGO-CHILE



**ANÁLISIS Y PROPUESTA DE MEJORAS EN
EL FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE
TRANSPORTE DE SALES FUNDIDAS DE
UNA PLANTA DE CONCENTRACIÓN
SOLAR DE POTENCIA**

LUKAS MOISÉS LIRA EGAÑA

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

PROFESOR GUÍA: DR-ING. MIRIAM ROTH KLIEM
PROFESOR CORREFERENTE: PH.D. MAURICIO OSSES ALVARADO

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: Análisis y propuesta de mejoras en el funcionamiento del sistema de transporte de sales fundidas de una planta de Concentración Solar de Potencia.

Nombre del candidato(a): Lukas Moisés Lira Egaña.

Carrera / Grado: Ingeniería Civil Mecánica.

Campus: San Joaquín, Santiago. **Departamento:** Departamento de Ingeniería Civil Mecánica.

2.- VALIDACIÓN DEL PROFESOR GUÍA/DIRECTOR DE TESIS

Yo, Miriam Roth Kliem, 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: 19 de marzo 2026

Firma:

Estudiante o Candidato(a):

Fecha: 19 de marzo 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.

Resumen

El trabajo se desarrolla en una planta de CSP de torre que utiliza sales fundidas como fluido térmico para el transporte y almacenamiento de energía. En este contexto, la operación del sistema de bombeo presenta incertidumbre debido a la ausencia de mediciones confiables de presión y, en general, a la limitada instrumentación disponible. Actualmente, el análisis del sistema de transporte se basa casi por completo en los datos operacionales registrados en el DCS/SCADA. Sin embargo, no existe todavía un modelo validado que permita, a partir de esa información, estimar de forma consistente su comportamiento hidráulico y térmico, lo cual dificulta la cuantificación de ineficiencias y la identificación de oportunidades de mejora. El objetivo general es proponer mejoras para un funcionamiento eficiente del sistema de bombeo, a partir de la caracterización termohidráulica del circuito.

La metodología combina el levantamiento detallado del sistema de tuberías y componentes del sistema (P&ID, planos isométricos y hojas de datos) con el desarrollo de modelos hidráulicos y térmicos en MATLAB. El modelo hidráulico representa la curva de sistema desde la descarga de las bombas hasta el tanque de salida del receptor, mientras que el modelo térmico estima las pérdidas de calor y la demanda de traceado eléctrico a lo largo de las líneas. Ambos modelos se comparan con información de diseño y datos operacionales reales para configuraciones de dos y tres bombas en paralelo, lo que permite evaluar indicadores como el consumo específico de energía.

Los resultados indican que la carga del sistema está fuertemente condicionada por la altura geométrica de la torre y por el receptor solar, observándose un ajuste cuantitativo consistente entre el modelo y la curva de diseño, con errores del orden de 1-3%. El análisis del consumo específico de energía permite identificar rangos de operación más convenientes: en torno a 2300-2500 m^3/h para el régimen con dos bombas, con reducciones del Consumo Específico de Energía cercanas a 5,4 %, y alrededor de 2600-2800 m^3/h para la operación con tres bombas, con disminuciones del orden de 7.5 %. Estos resultados muestran que existe un margen relevante de mejora al orientar la estrategia de operación hacia dichos rangos de caudal y al optimizar la lógica de encendido del traceado eléctrico en función de la temperatura de las líneas, de modo que se resguardan en todo momento los requisitos de seguridad frente a la solidificación.

Índice general

1. Introducción	1
1.1. Objetivo general	3
1.2. Objetivos específicos	3
2. Estado del arte	4
2.1. Panorama global de las plantas CSP	4
2.1.1. Sistemas de almacenamiento de energía térmica	7
2.1.2. Capacidad y despliegue global de la tecnología CSP	8
2.1.3. Consideraciones de diseño	9
2.2. El rol de las sales fundidas	10
2.3. Propiedades térmicas de las sales fundidas	13
2.4. Pérdidas de carga en sales fundidas	19
2.5. Solidificación y corrosión en sales fundidas	20
2.6. Metodologías para evaluar el comportamiento hidráulico sin instru- mentación funcional	24
3. Marco teórico	27
3.1. Caracterización del fluido de trabajo	27
3.2. Conservación de la energía para flujos viscosos	28
3.3. Regímenes de flujo y el número de Reynolds	29
3.4. La curva del sistema	30
3.5. Comportamiento hidráulico del sistema de bombeo	32
3.5.1. Análisis de operación en paralelo	33
3.5.2. Relación con la curva del sistema	34
3.6. Control del flujo transportado	35
3.6.1. Estrangulamiento	35
3.6.2. Variador de frecuencia	36
3.6.3. Leyes de afinidad	37
3.7. Transferencia de calor en tuberías	37
3.7.1. Red de resistencias térmicas	38
3.7.2. Coeficiente global de transferencia de calor (U)	39
3.8. Convección interna forzada	39

3.8.1. Número de Nusselt	40
3.9. Conducción de calor	41
3.10. Transferencia de calor externa	42
3.10.1. Convección externa	43
3.10.2. Radiación térmica	43
3.11. Balance de energía unidimensional y estacionario	44
3.12. Análisis de irreversibilidades	45
3.12.1. Generación de entropía	45
4. Desarrollo	47
4.1. Metodología de trabajo	47
4.2. Fluido de trabajo y parámetros operacionales del sistema	48
4.2.1. Rango de temperatura y presión operacional	49
4.3. Requerimientos funcionales del sistema de transporte	50
4.4. Configuración del sistema de transporte de sales	51
4.4.1. Equipos mecánicos rotativos	53
4.4.2. Equipos estáticos y sistema piping	58
4.5. Descripción funcional y modos de operación	66
4.5.1. Preparación y precalentamiento	66
4.5.2. Modo llenado de riser y downcomer	66
4.5.3. Modo Bypass Receptor	67
4.5.4. Modo potencia - operación nominal	68
4.5.5. Descripción de lazos de control del grupo funcional de bombeo	69
4.5.6. Descripción del control de recirculación mínima	71
4.6. Modelo hidráulico del sistema	73
4.6.1. Formulación de la curva del sistema	74
4.6.2. Pérdidas por fricción y accesorios de la tubería de ascenso	74
4.6.3. Pérdidas de carga en válvulas del sistema	76
4.6.4. Pérdidas de carga en codos y cambios de sección	79
4.6.5. Pérdida de carga en receptor solar	80
4.6.6. Curva del sistema	85
4.6.7. Validación del modelo hidráulico de la tubería de ascenso	87
4.6.8. Validación del modelo hidráulico del receptor solar	92
4.7. Modelo térmico del sistema	94
4.7.1. Formulación del modelo térmico	94

4.7.2.	Mecanismo de transferencia de calor y coeficiente global	95
4.7.3.	Coeficiente de transferencia de calor	95
4.7.4.	Estrategia de resolución	96
4.7.5.	Dependencia de los parámetros térmicos con la temperatura . .	97
4.7.6.	Pérdidas térmicas del sistema	99
4.8.	Análisis de desempeño e ineficiencias basado en datos operacionales . .	103
4.8.1.	Tratamiento de datos operacionales	103
4.8.2.	Caracterización de irreversibilidades térmicas e hidráulicas en la tubería de ascenso	108
4.8.3.	Análisis de eficiencia energética	111
4.8.4.	Cuantificación del potencial de ahorro	113
5.	Conclusiones del trabajo	115
6.	Anexo 1	119

Índice de figuras

2.1. Tipos de tecnología CSP en la actualidad [18].	5
2.2. Esquema simplificado del funcionamiento de la tecnología beam down [11].	6
2.3. Planta CSP con TES (izquierda) y sin TES (derecha) [16].	7
2.4. Capacidad global de plantas CSP en operación y en construcción [28].	8
2.5. Factor de uso de suelo promedio para tres tecnologías [3].	9
2.6. Área de campo solar requerida por cada MW de capacidad instalado [3].	10
2.7. Modelo de planta CSP de torre [2].	11
2.8. Comportamiento de las propiedades del fluido de estudio [26].	13
2.9. Estimación del error del número de Nusselt propuesto [26].	15
2.10. Configuración de la tubería de estudio [8].	16
2.11. Tasa de reducción de temperatura en función de la temperatura de las termocuplas instaladas [8].	17
2.12. Comparación de la pérdida de calor entre curva modelada, curva experimental y curva modelada corregida [8].	17
2.13. Distribución radial de la temperatura en tubería. Adaptado de [8].	18
2.14. Optimización del espesor de aislamiento para distintas temperaturas de operación [8].	19
2.15. Variación del error del factor de fricción con la correlación de Filonenko [26].	20
2.16. Distribución de temperatura en válvulas globo con circulación de sales [29].	22
2.17. Estimación del error horizontal para dos bombas en paralelo [30].	26
3.1. Diagrama de Moody [25].	31
3.2. Curvas característica de una bomba estándar. Adaptado de [25].	33
3.3. Curva de un sistema de 2 bombas idénticas en paralelo. Adaptado de [23].	34
3.4. Analogía entre conceptos de resistencia térmica y eléctrica [32].	38
3.5. Sección transversal de pared de tubería de análisis [32].	42
4.1. Esquema general del sistema de transporte de sales fundidas [Elaboración propia].	52

4.2. Sumergencia mínima que debe presentar el equipo de bombeo [14].	54
4.3. Curva característica de la bomba a 1390 rpm [13].	55
4.4. Curva característica de la bomba a 1200 rpm [13].	56
4.5. Comportamiento del factor de fricción bajo distintas temperaturas y flujos de operación [Elaboración propia].	75
4.6. Distribución del flujo en los ramales este/oeste del receptor solar [Ela- boración propia].	81
4.7. Circulación de la sal fundida por los 8 paneles de cada ramal [Elabora- ción propia].	82
4.8. Comportamiento del factor de fricción en el rango operativo del recep- tor solar [Elaboración propia].	83
4.9. Curva del sistema y desglose de pérdidas por tramo [Elaboración propia].	85
4.10. Campo de operación: intersección de curva del sistema con curvas de la bomba [Elaboración propia].	86
4.11. Comparación de curvas de TDH: modelo hidráulico vs. datos de diseño [Elaboración propia].	90
4.12. Ajuste cuadrático de curva del sistema en base a datos de diseño. [Ela- boración propia].	91
4.13. Pérdidas de carga en el receptor solar: modelo vs diseño.	94
4.14. Variación de las propiedades térmicas y el coeficiente de transferencia de calor respecto a la temperatura del fluido [Elaboración propia].	98
4.15. Pérdidas térmicas con respecto al espesor de aislación en la tubería bajo convección natural [Elaboración propia].	100
4.16. Pérdidas térmicas con respecto al espesor de aislación en la tubería bajo convección exterior forzada [Elaboración propia].	101
4.17. Puntos de operación del sistema de bombeo bajo distintas velocidades de revolución [Elaboración propia].	105
4.18. Puntos de operación de dos bombas en paralelo escalados a una veloci- dad de 1290 [rpm] [Elaboración propia].	106
4.19. Puntos de operación de 3 bombas en paralelo escalados a una velocidad de 1290 [rpm] [Elaboración propia].	107
4.20. Evolución del número de Bejan en función del caudal de los datos ope- racionales [Elaboración propia].	109
4.21. Consumo específico de energía del sistema de bombeo bajo las dos configuraciones de operación [Elaboración propia].	112

Índice de tablas

4.1. Especificaciones técnicas de la unidad de bombeo de sales fundidas. . .	54
4.2. Propiedades de las sales fundidas a 300 °C.	73
4.3. Parámetros geométricos e hidráulicos del <i>riser</i> para el rango operativo. . .	74
4.4. Catálogo de uso para válvulas todo/nada en la tubería de ascenso	77
4.5. Catálogo de válvula de control LV-16503	78
4.6. Coeficientes de pérdida por accesorios	80
4.7. Coeficientes de pérdida por accesorios en el circuito del receptor	84
4.8. Datos de diseño del bombeo de sales fundidas [Adaptado de [22]]	88
6.1. Hoja de datos TV-17503 [9]	119
6.2. Registro de datos operacionales de 2 bombas en paralelo	119
6.3. Registro de datos operacionales de 3 bombas en paralelo	125

Glosario

- A : Área de sección transversal, m^2 .
- c_p : Calor específico a presión constante del fluido térmico, $\text{J/kg}\cdot\text{K}$.
- D_i : Diámetro de la tubería (interno), m .
- f : Factor de fricción.
- g : Aceleración de la gravedad (9.81), m/s^2 .
- H o TDH : Carga dinámica total (Total Dynamic Head), m .
- H_{est} : Carga estática del sistema, m .
- h_{conv} : Coeficiente de transferencia de calor por convección, $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$.
- h_{rad} : Coeficiente de transferencia de calor por radiación, $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$.
- K : Coeficiente de resistencia dinámica.
- k : Conductividad térmica (del fluido o material), $\text{W/m}\cdot\text{K}$.
- L : Longitud de la tubería o tramo, m .
- $\dot{m}$: Flujo másico, kg/s o ton/h .
- $\dot{W}_{fric}$: Potencia mecánica disipada por fricción, W .
- Q : Caudal volumétrico m^3/h .
- $\dot{S}_{gen}$: Tasa de generación de entropía, W/K .
- $\dot{Q}$: Tasa de transferencia de calor, W .
- T : Temperatura, $^{\circ}\text{C}$ o K .
- T_{amb} : Temperatura ambiente, $^{\circ}\text{C}$ o K .
- U : Coeficiente global de transferencia de calor, $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$.
- v : Velocidad media del fluid, m/s .

- $\dot{W}$: Potencia mecánica o eléctrica, kW o W.
- ϵ : Rugosidad absoluta de la pared de la tubería, m.
- ϵ/D : Rugosidad relativa.
- μ : Viscosidad dinámica del fluido, Pa·s.
- ρ : Densidad del fluido, kg/m³.
- σ_{sb} : Constante de Stefan-Boltzmann (5.67×10^{-8}), W/m²·K⁴.
- Be : Número de Bejan.
- Nu : Número de Nusselt.
- Pr : Número de Prandtl.
- Ra_D : Número de Rayleigh.
- Re : Número de Reynolds
- SEN: Sistema Eléctrico Nacional
- TES: Thermal Energy Storage (Almacenamiento de energía térmica).
- BEP: Best Efficiency Point (Punto de Máxima Eficiencia de la Bomba).
- DCS: Distributed Control System (Sistema de Control Distribuido).
- ERNC: Energías Renovables No Convencionales.
- DNI: Direct Normal Irradiance (Irradiancia Normal Directa), W/m².
- CSP: Concentrated Solar Power (Concentración Solar de Potencia).
- SEC: Specific Energy Consumption (Consumo Específico de Energía), kWh/ton.
- VFD: Variable Frequency Drive (Variador de Frecuencia).

Capítulo 1

Introducción

En las últimas décadas, el camino o tránsito hacia una matriz energética sustentable se ha convertido en una prioridad a nivel global. De hecho, se proyecta que, para el año 2050, a nivel mundial, aproximadamente el 85 % de la generación de energía provendrá de fuentes renovables no convencionales [3]. En ese escenario, las energías renovables no solo deben ser bajas en emisiones, sino que también deben ser capaces de entregar energía de forma permanente y confiable. Bajo esa premisa, la energía por concentración solar de potencia (CSP) emerge como una solución que responde a esa necesidad: permitir almacenar calor y transformarlo en vapor destinado a la generación de electricidad incluso después de las horas de pleno sol, superando así la intermitencia de la tecnología fotovoltaica y eólica [3].

Chile, con su alto nivel de radiación solar en el norte del país [12], ha apostado por esta tecnología a través del proyecto Cerro Dominador 110 MW, que lo posiciona como el único país de América Latina en contar con este tipo de plantas. Esta en particular, utiliza sales fundidas como fluido térmico, las cuales cumplen una doble función; transportar el calor desde el receptor solar hasta el sistema generador de vapor y almacenar energía térmica para su uso posterior en la noche. Si bien, este tipo de soluciones entregan un desarrollo al conocimiento de nuevos sistemas y subsistemas, también plantea exigencias técnicas importantes, en especial con lo relacionado al transporte de este fluido a través de sistemas de bombeo de gran escala.

El transporte de sales fundidas en plantas termosolares presenta desafíos operativos significativos debido a las condiciones de alta temperatura, propiedades corrosivas del fluido y una continua falla de la instrumentación, por ejemplo, de los sensores de presión. Bajo este escenario, el sistema opera con un grado de incertidumbre superior al admisible, dada la carencia de un modelo validado capaz de estimar el comportamiento termohidráulico del circuito a partir de datos operacionales. Esta limitación restringe la capacidad para cuantificar ineficiencias e identificar mejoras potenciales. Adicionalmente, tanto la configuración del sistema como las condiciones ambientales favorecen

la solidificación de las sales y la aparición de fugas en componentes críticos, tales como válvulas y tramos específicos de tubería.

Una operación no adecuada del sistema de transporte de sales fundidas no solo compromete la confiabilidad del proceso, sino que también conlleva un impacto económico significativo. Las pérdidas por roce hidráulico y de calor al ambiente, se traducen en un mayor consumo energético o en términos prácticos en un gasto considerable de recursos económicos. Por otra parte, los eventos críticos como la solidificación de la sal o la falla en válvulas pueden provocar paradas no programadas que dificulten la entrada de energía al SEN, afectando los ingresos asociados por este medio de generación.

La idea de este trabajo se orienta a profundizar en el conocimiento técnico de los sistemas de transporte de sales fundidas en plantas termosolares de receptor central, una tecnología no muy conocida en Chile. La comprensión de su funcionamiento junto con el análisis de los factores que condicionan su desempeño energético, permite proponer mejoras que contribuyan al desarrollo de futuros proyectos termosolares.

1.1. Objetivo general

Proponer mejoras al sistema de transporte de sales fundidas en una planta de Concentración Solar de Potencia .

1.2. Objetivos específicos

- Describir el circuito de transporte de sales fundidas de receptor central.
- Modelar el sistema de bombeo considerando pérdidas viscosas y térmicas.
- Analizar el sistema de transporte para detectar aspectos críticos que afecten su desempeño.
- Proponer soluciones que mejoren la eficiencia energética del sistema de bombeo.

Capítulo 2

Estado del arte

Este capítulo tiene como finalidad establecer un punto de partida técnico que sirva para contextualizar el trabajo de esta memoria, principalmente en lo que respecta al entendimiento general de una planta CSP y de manera más específica al sistema de transporte de sales fundidas.

Este estudio surge a raíz de problemas identificados en la planta CSP Cerro Dominador, donde las bombas suelen operar en entornos exigentes; transporte de un fluido corrosivo, temperaturas elevadas, deficiencia en la instrumentación de los equipos y gradientes de temperatura en el día o noche que facilitan la solidificación de las sales. Estos factores impiden conocer el punto de operación real del sistema de bombeo y de esta misma forma dificulta a la realización de evaluaciones de la eficiencia operacional de este mismo sistema.

De esta forma, este capítulo se enfoca en revisar los antecedentes actuales que permiten comprender los desafíos en el transporte de sales fundidas, los avances en la estimación de las curvas de operación de las bombas, así como también comprender estudios relacionados a la pérdida de carga y transferencia de calor en tuberías que trabajan con sales fundidas. Esto es clave debido a la alta viscosidad y densidad en comparación con un fluido más convencional como el agua.

2.1. Panorama global de las plantas CSP

De acuerdo con Namal Goyal et al. [18] la tecnología CSP aprovecha la radiación solar directa para convertirla en electricidad. Esta destaca por su bajo costo operativo, alta escalabilidad y elevada eficiencia. Este tipo de plantas consta de 4 componentes esenciales:

- Un concentrador, que se encarga de reflejar y concentrar la radiación solar.

- Un receptor solar de alta temperatura, que convierte la radiación concentrada en energía térmica.
- Un sistema de transporte de fluido, que transfiere calor al bloque de potencia.
- Un bloque de potencia, que se encarga de transformar la energía térmica a eléctrica y puede basarse en ciclos Rankine, Brayton o Stirling.

La característica distintiva de estos sistemas CSP es su capacidad de concentrar la radiación solar mediante diferentes tipos de tecnologías (véase figura 2.1); tales como, los colectores cilindro parabólicos (PTC), los reflectores lineales de Fresnel (LFR), la tecnología de torre o receptor central (SPT) y los platos parabólicos (PDC).

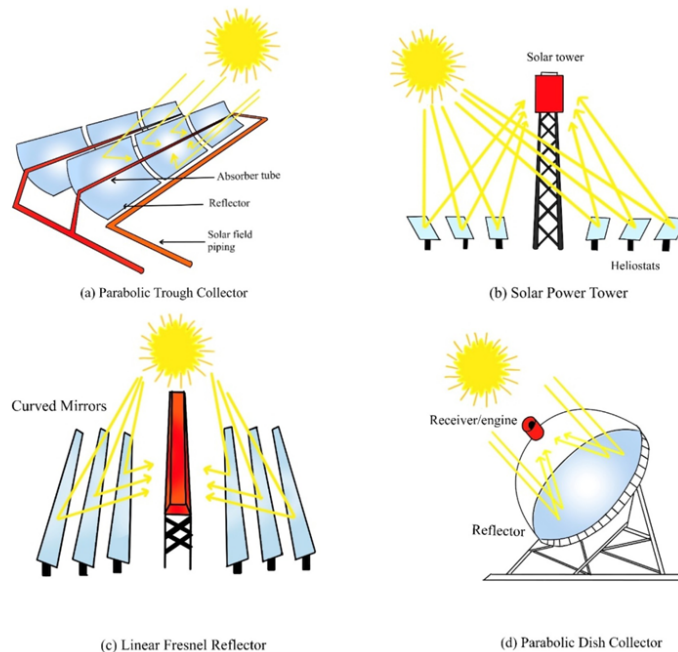


Figura 2.1: Tipos de tecnología CSP en la actualidad [18].

Tal como indica Namal Goyal et al. [18] los colectores cilindro parabólicos utilizan tubos absorbentes con recubrimiento selectivo y aislamiento al vacío, siguiendo el movimiento del sol de este a oeste. Por otra parte, los reflectores lineales de Fresnel están formados por espejos lineales de diseño más simple y económico, pero con una menor eficiencia. Las torres centrales por su parte, concentran la radiación en un receptor ubicado en lo alto de una torre, alcanzando temperaturas elevadas y permitiendo

el uso directo de sales fundidas. Lo que respecta a la tecnología de plato parabólico, estos enfocan la radiación en un punto central para accionar motores Stirling que transforman el calor en energía mecánica y luego en energía eléctrica.

Sumado a las cuatro configuraciones analizadas anteriormente, se presenta la tecnología beam-down. De acuerdo con Díaz-Heras et al. [11], esta se diferencia de los sistemas de receptor central por la incorporación de una etapa de reflexión secundaria. Tal como muestra la figura 2.2, el campo de helióstatos concentra la radiación solar hacia un reflector elevado, el cual redirecciona el flujo radiante hacia un receptor ubicado a nivel del suelo para el calentamiento de las sales fundidas.

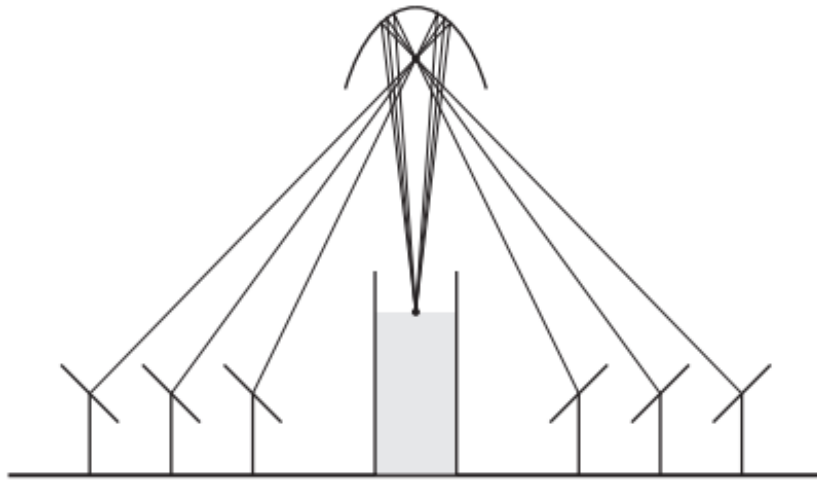


Figura 2.2: Esquema simplificado del funcionamiento de la tecnología beam down [11].

Otro aspecto que destaca Namal Goyal et al. [18] es que las plantas CSP modernas combinan estas tecnologías previamente mencionadas con los sistemas de almacenamiento de energía térmica (TES), dado que de esta forma superan la intermitencia solar y ofrecen generación eléctrica en la noche o en días nublados. Sin embargo, es importante recalcar que esta tecnología es relativamente nueva en algunos países en comparación con otras ERNC, lo que implica desafíos técnicos y de gestión, especialmente en lo relacionado con la integración de los sistemas TES y la optimización operativa.

Para comprender la diferencia entre una planta CSP con y sin TES, es clave considerar que, al incorporar este sistema, el diseño de la planta incluye un tanque de sales calientes, tal como se muestra en la figura 2.3.

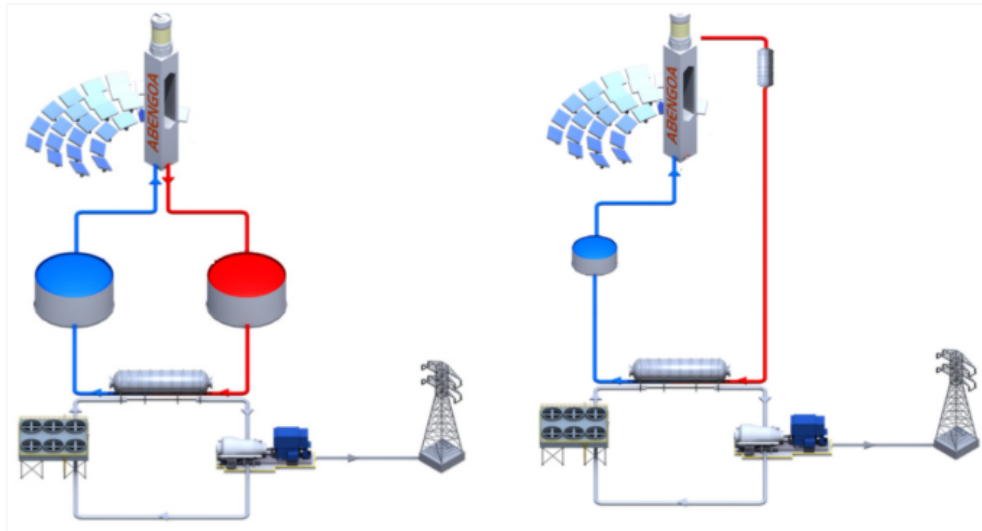


Figura 2.3: Planta CSP con TES (izquierda) y sin TES (derecha) [16].

2.1.1. Sistemas de almacenamiento de energía térmica

De acuerdo con Namal Goyal et al. [18] los sistemas TES se pueden clasificar en tres categorías:

- **Calor sensible:** el calor se almacena en un medio líquido o sólido cuyo aumento o disminución de temperatura es proporcional a la energía almacenada. Algunos ejemplos son, sales fundidas, agua, aceites minerales y metales fundidos. Si el medio es sólido se utilizan ladrillos de magnesia, grafito o metales como el aluminio, cobre y hierro. Es la tecnología más madura que se emplea en plantas CSP.
- **Calor latente:** esta tecnología utiliza materiales de cambio de fase que absorben o liberan calor a temperatura constante durante la fusión o solidificación. Pueden ser medios orgánicos (parafinas, ésteres o alcoholes) o inorgánicos, como hidratos salinos, metales y aleaciones. Su gran ventaja es que ofrecen alta densidad energética y eficiencia, sin embargo, aún están en etapa de investigación y desarrollo.
- **Almacenamiento termoquímico:** esta tipología se caracteriza por retener la energía a través de reacciones químicas reversibles, liberándola al revertir la reacción. Al igual que el calor latente, tiene un alto potencial de densidad energética, pero todavía no está comercialmente implantado.

Namal Goyal et al. [18] también destaca que el uso de los sistemas TES incrementa el CAPEX de un proyecto CSP, pero mejora el factor de capacidad y la generación anual de la planta, lo que permite recuperar la inversión en un plazo razonable. Actualmente más del 60% de las plantas CSP operativas ya incorporan el TES.

2.1.2. Capacidad y despliegue global de la tecnología CSP

De acuerdo con Sylvain Rodat y Richard Thonig [28], la primera planta CSP registrada fue la National Solar Thermal Test Facility de 5 MW en Estados Unidos, la cual opera desde 1978. Además, se plantea que la expansión global de la tecnología fue lenta hasta cuando llegó al auge en 2008-2013, impulsado por España y Estados Unidos, cuando se instalaron cerca de 4 GW en cinco años [28].

En 2023, la capacidad mundial operativa superó los 6.5 GW, liderada por España con un aporte de 2300 MW, Estados Unidos con 1500 MW y China con 596 MW. Tal como se muestra en la figura 2.4 estos últimos 3 países mencionados abarcan más del 70% de la capacidad global. Además, se puede observar que China y Emiratos Árabes Unidos encabezan la nueva oleada de plantas en construcción.

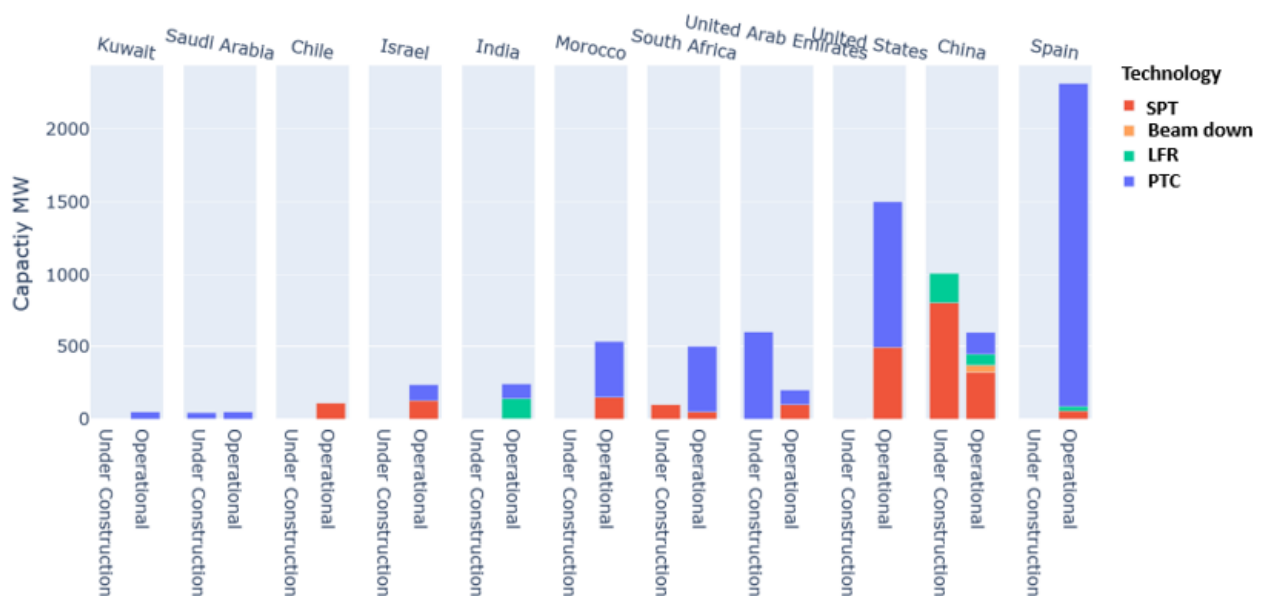


Figura 2.4: Capacidad global de plantas CSP en operación y en construcción [28].

China desarrolla principalmente proyectos de torre central, como la planta Yumen

Xinneng/Xinchen de 50 MW con tecnología beam down, que alcanza temperaturas de 290 °C a 570 °C con almacenamiento de 9 h en sales fundidas. Por su parte, en Emiratos Árabes Unidos destaca el complejo de Dubái, que incluye 600 MW de canal parabólico, 100 MW de torre central con 15 h de almacenamiento y 250 MW fotovoltaicos.

2.1.3. Consideraciones de diseño

Según Abdul Hai Alami et al. [3], el rendimiento de este tipo de plantas depende en gran medida de la selección tecnológica y del recurso solar disponible, medido como Irradiación Directa Normal (DNI). Para operar eficientemente, se requieren valores anuales de DNI entre 1900-2100 kWh/m². Regiones como Sudáfrica, Australia, el suroeste de Estados Unidos y Chile presentan los valores más altos [3].

El diseño de la planta debe optimizar el solar múltiple (relación entre la potencia térmica generada y la demandada por el bloque de potencia) con la finalidad de minimizar el Costo Nivelado de la Energía (LCOE) y maximizar el factor de capacidad. Cabe destacar que un valor excesivo del solar múltiple implica sobredimensionamiento.

Como complemento a los criterios mencionados, también es relevante considerar el uso del suelo y el área del campo solar requerida por cada MW de capacidad instalada, dado que estos factores impactan en la viabilidad económica, social y medioambiental de los proyectos. La figura 2.5 muestra el factor de uso del suelo promedio para las tres tecnologías más utilizadas. Se observa que la de tipo Fresnel lineal presenta el valor más alto, seguida por el canal parabólico.

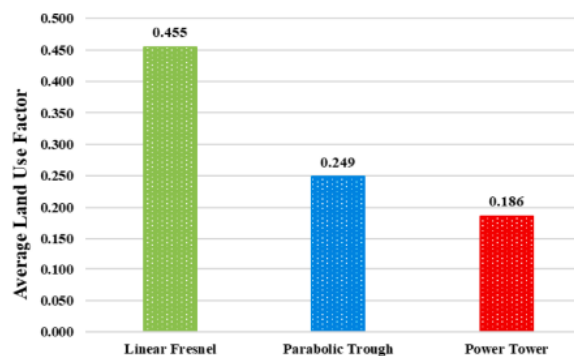


Figura 2.5: Factor de uso de suelo promedio para tres tecnologías [3].

Por su parte, la figura 2.6 presenta el área de campo solar promedio por MW de capacidad. En este aspecto la tecnología de canal parabólico es la que demanda menos superficie.

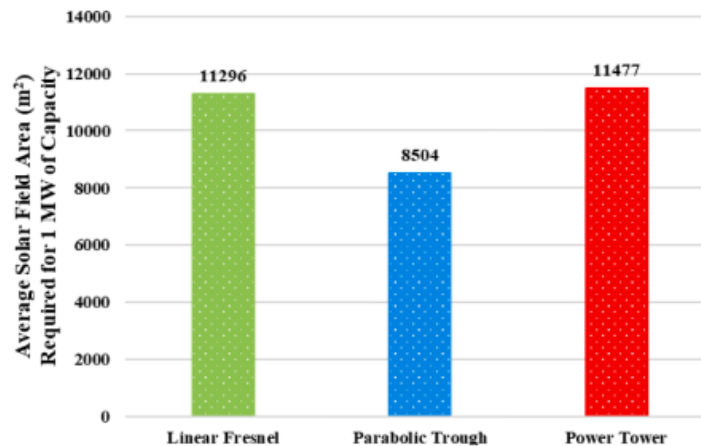


Figura 2.6: Área de campo solar requerida por cada MW de capacidad instalado [3].

2.2. El rol de las sales fundidas

Una de las cualidades de la tecnología CSP es el aprovechamiento de la radiación solar para transformarlo a energía térmica y posteriormente en energía eléctrica mediante un Ciclo Rankine con recalentamiento. A diferencia de los sistemas fotovoltaicos, las plantas CSP permiten almacenar la energía térmica, lo cual permite una generación continua incluso durante la noche y los días nublados cuando hay una baja presencia de radiación solar. Este aspecto mencionado, posiciona a este tipo de generación renovable como la más estable ante las demandas fluctuantes del sistema eléctrico nacional.

En general, como muestra la figura 2.7, en las plantas CSP se encuentran 2 sistemas principales de tuberías que transportan sales en los que pueden ocurrir problemas de solidificación:

1. El circuito que transporta las sales desde el tanque de sales frías hacia el receptor solar para el calentamiento por radiación solar y posteriormente descargarlas al tanque de sales calientes.

2. El circuito que transporta las sales desde el tanque de sales calientes hacia la generación de vapor para posteriormente descargarlas en el tanque de sales frías [7].

Para efectos de análisis desarrollado en este trabajo, el enfoque se centrará en el punto N°1.

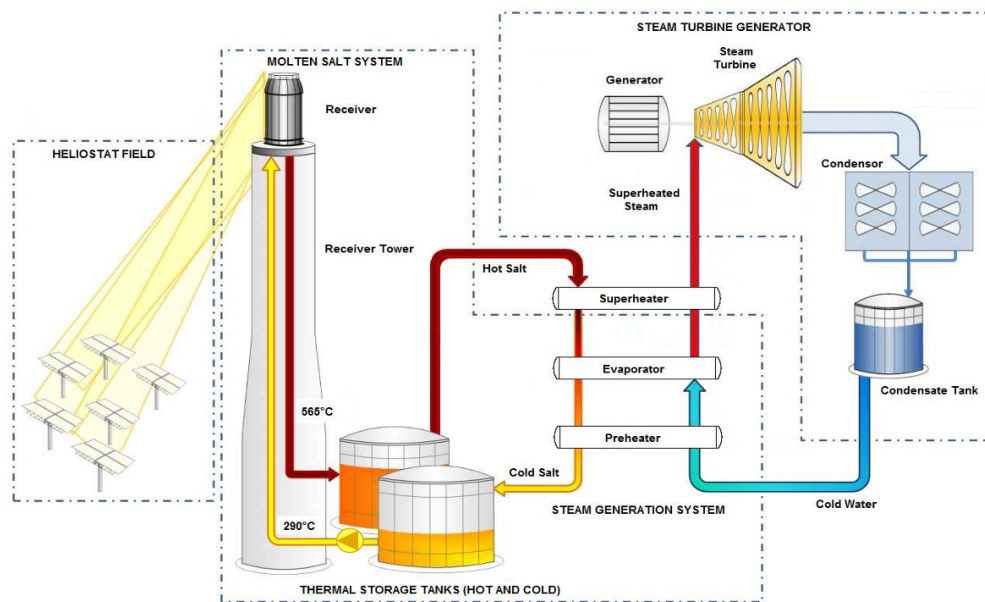


Figura 2.7: Modelo de planta CSP de torre [2].

Su funcionamiento se basa en la circulación de sales fundidas, que inicialmente se almacenan en un tanque a aproximadamente 290-300 °C. Durante el día, este fluido es impulsado por un grupo de bombas verticales multietapa hasta los paneles del receptor solar, ubicado en la torre central a más de 200 m de altura. En el receptor, la radiación solar concentrada calienta las sales al incidir sobre los tubos por los que circulan, alcanzando temperaturas del orden de 565 °C.

Las sales calientes se almacenan luego en un segundo tanque a 565 °C y, cuando se requiere generación eléctrica, se envían al generador de vapor, donde se produce vapor sobrecalentado que acciona una turbina de alta presión acoplada a un generador eléctrico. Tras completar la transformación de energía en las turbinas, la temperatura de las sales desciende a valores cercanos a 300 °C, lo que permite su retorno al punto

de origen y el cierre del ciclo de operación.

Además, como se aprecia en la figura 2.7, la integración de tanques de almacenamiento térmico es fundamental para el sistema, lo que requiere una selección precisa del fluido de trabajo. En las plantas CSP, el uso de sales fundidas (60% de nitrato de sodio y 40% de nitrato de potasio) es el estándar predominante debido a su alta capacidad de retención de calor y estabilidad térmica. Estas características permiten que el sistema de almacenamiento opere de forma segura, sin necesidad de presurización [7].

El uso adecuado del fluido también es un factor de suma importancia si se quieren tener altos niveles de eficiencia operativa en este tipo de plantas. Es aquí donde se presentan desafíos interesantes. El más crítico es su alta temperatura de solidificación, la cual comienza a temperaturas cercanas a los 240 °C como cristalización localizada hasta llegar a los 220 °C, punto en el cual la sal adopta un estado sólido rígido similar al hielo [29].

Lo anterior significa que todo el circuito, incluyendo tuberías y válvulas deben mantenerse permanentemente a temperaturas por encima del umbral de los 240 °C. Para esto se hace uso de los sistemas de traceado eléctrico, que en palabras sencillas son resistencias eléctricas que rodean el circuito y/o componentes para evitar que durante el recorrido de la sal, esta se solidifique. En el caso de los tanques, que se encuentran en contacto con las sales fundidas, se utiliza un sistema de resistencias independiente que rodea la superficie inferior y lateral del depósito.

De manera complementaria a los circuitos principales, es necesario mencionar el sistema de drenaje de sales fundidas. Aunque este circuito no se representa en la figura 2.7 por ser un sistema de apoyo y tener una relevancia secundaria en el análisis central de este trabajo, su rol es vital para la seguridad de la planta.

El objetivo de este sistema es permitir el vaciado seguro del fluido desde las tuberías y equipos hacia el tanque de drenaje. Esta maniobra es esencial para realizar labores de mantenimiento preventivo y correctivo, lo que permite proteger la instalación durante detenciones de larga duración.

Para asegurar que el proceso sea eficaz, el sistema utiliza una red de válvulas auto-

máticas de venteo y drenaje. Estas válvulas están ubicadas en puntos estratégicos para garantizar que las sales se muevan rápidamente antes de que se enfríen [22].

Este trabajo toma como caso de estudio la planta Cerro Dominador, ubicada en el Desierto de Atacama, Chile. Este complejo cuenta con una potencia neta de 210 MW, de los cuales 110 MW corresponden a tecnología CSP y 100 MW a tecnología fotovoltaica.

2.3. Propiedades térmicas de las sales fundidas

El análisis del transporte de sales fundidas en plantas CSP requiere una comprensión relacionada a fenómenos térmicos e hidráulicos. A diferencia de fluidos más convencionales, las sales presentan propiedades altamente dependientes de la temperatura, lo que influye en el régimen del flujo, las pérdidas por fricción y la transferencia de calor. Al observar la figura 2.8, se nota que la viscosidad disminuye de manera considerable al aumentar la temperatura lo que reduce la fricción del flujo y favorece el régimen turbulento. Sin embargo, en estos sistemas existen pequeñas variaciones locales en la temperatura que pueden incrementar la viscosidad de manera abrupta y por consecuencia aumentar la pérdida de carga en tramos específicos [26]. Del mismo modo, la figura 2.8 muestra el comportamiento de la densidad, el calor específico y al conductividad térmica del fluido en función de la temperatura.

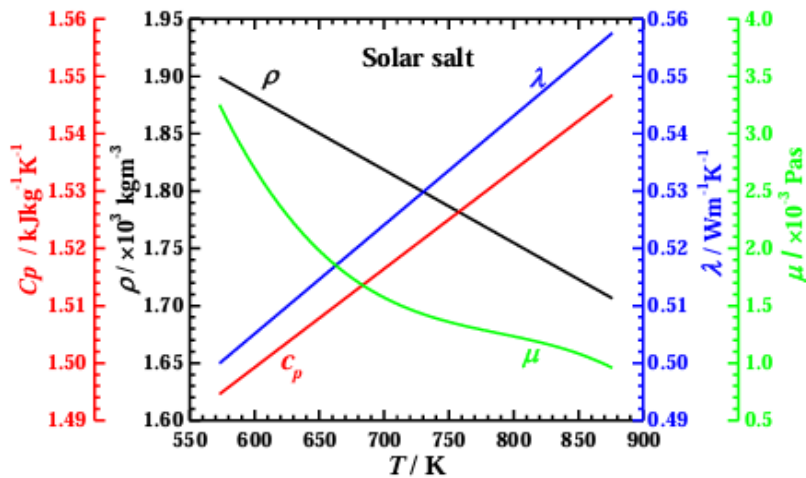


Figura 2.8: Comportamiento de las propiedades del fluido de estudio [26].

De esta forma, estas dos propiedades (viscosidad y densidad) afectan directamente el número de Reynolds y el desarrollo del flujo, así como la validez de las correlaciones hidráulicas tradicionales. Es por esto que evaluar las pérdidas de carga por fricción sin considerar el cambio térmico del fluido a lo largo de las tuberías puede conducir a errores en la estimación de los riesgos operativos, como en condiciones transientes o de mal aislamiento.

Hay estudios que ofrecen modelos tridimensionales validados que sirven para simular el comportamiento de sales fundidas en flujo turbulento a través de tubos que trabajan en entornos similares al de una planta CSP, como muestra el trabajo de Qiu et al. [26].

Estos modelos numéricos se construyen resolviendo las ecuaciones de Navier-Stokes (modelo κ - ϵ) bajo un enfoque de volumen finito e integrando propiedades como densidad, viscosidad, conductividad térmica y capacidad calorífica como funciones explícitas de la temperatura. La validación de estas metodologías con datos experimentales, arrojan errores inferiores al 5% [26], lo que respalda la confiabilidad de los resultados obtenidos para flujos internos desarrollados, como los que se encuentran en sistemas de transporte de sales fundidas.

En estos sistemas de transporte, la distribución no uniforme del flujo de calor puede generar zonas localizadas de mayor temperatura, especialmente en puntos donde el aislamiento térmico es deficiente o la carga térmica no está bien distribuida [26]. En escenarios como los relativos al uso de sal Hitec (similar a la sal solar) a temperaturas cercanas a los 380 °C se observa que la no uniformidad del flujo de calor puede provocar incrementos de hasta 66 K en zonas específicas de las tuberías sin afectar de forma significativa el desempeño térmico y el coeficiente de fricción. Asimismo, la simetría del perfil de velocidad del flujo de sales se mantiene constante y el aumento en el número de Nusselt se limita a un 2%, esto último se debe principalmente a la convección natural inducida por los gradientes térmicos según explica Qiu et al. [26].

En el estudio de Qiu et al. [26] también se ha demostrado, que las correlaciones clásicas, como la ecuación de Hausen, subestiman o sobreestiman la transferencia de calor en función de la temperatura, con errores que alcanzan el 25%. Por esto, se han propuesto nuevas correlaciones empíricas para las sales fundidas en régimen turbulento.

$$Nu = 0.0154 \cdot Re^{0.853} \cdot Pr^{0.35} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.1)$$

La ecuación 2.1 es válida para $Re = 10^4$ – 10^5 y $Pr = 3.3$ – 34 . Tiene errores menores al 5% en las simulaciones como se muestra en la figura 2.9 [26]. Usar esta correlación es útil para el diseño de intercambiadores y para evaluar tramos de transporte que requieran estimaciones más precisas de coeficientes de convección y caídas térmicas.

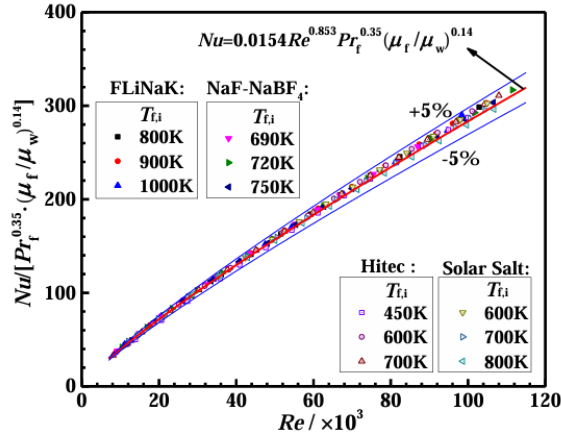


Figura 2.9: Estimación del error del número de Nusselt propuesto [26].

Este riesgo asociado a un control térmico deficiente también ha sido abordado desde enfoques más experimentales, como muestra Bonanos et al. [8], donde se caracteriza la pérdida de calor en tuberías con sales fundidas y la manera en la cual influye el trazado eléctrico y el aislamiento en la eficiencia de estos sistemas.

El enfoque de esta evaluación empírica, es la cuantificación de las pérdidas térmicas en tuberías, en especial durante períodos prolongados de parada o circulación reducida. El trabajo de Bonanos et al. [8] desarrolla una modelación térmica unidimensional en coordenadas cilíndricas, considerando una conducción radial y con condiciones de frontera adiabática en el interior y de convección más radiación en el exterior. El resultado de la modelación es el que muestra la siguiente ecuación.

$$\rho(r)C_p(r)\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\xi k(r,T)\frac{\partial T}{\partial r}\right) + Q(r,t) \quad (2.2)$$

La validación del modelo se realiza midiendo la temperatura en varios puntos de las tuberías utilizando termocuplas tipo K, además, se emplean cintas calefactoras como

alternativa de los cables tradicionales, permitiendo adaptarse a geometrías más complejas como válvulas o bridas. La tubería está aislada térmicamente con una combinación de tres materiales; una capa interna de fibra cerámica con una densidad de 128 kg/m^3 , seguida por fibra mineral de densidad 80 kg/m^3 , y una capa exterior de fibra mineral de densidad 50 kg/m^3 . La figura 2.10 ilustra el esquema de la tubería de estudio. En esta también se puede observar el tipo de termocupla utilizada, el diámetro de la sección transversal y la resistencia eléctrica tipo cinta.

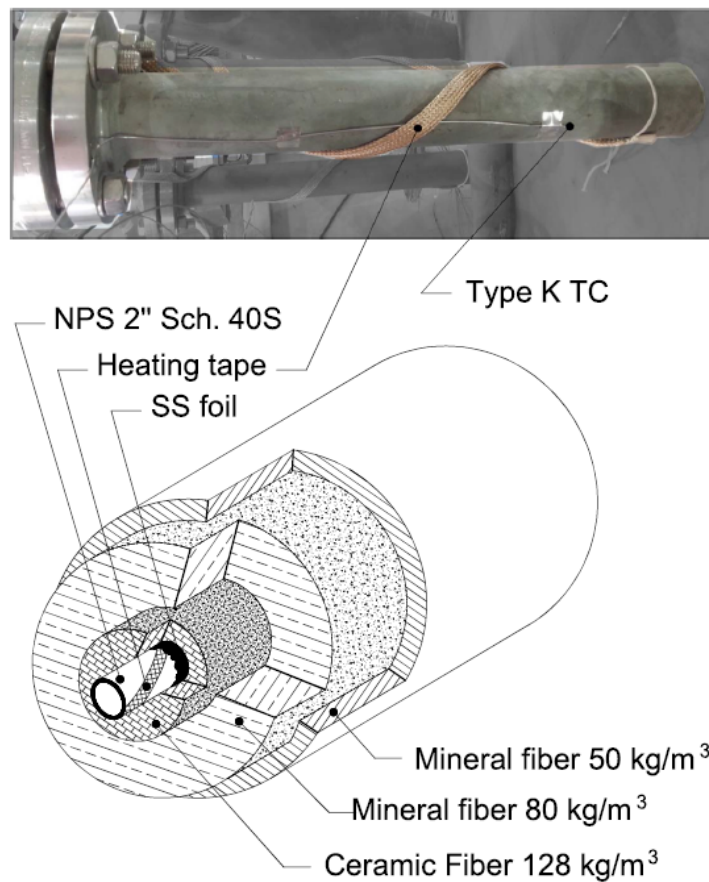


Figura 2.10: Configuración de la tubería de estudio [8].

Cabe recalcar, que una vez drenadas las sales fundidas se realizaron mediciones durante 24 h y se ajustaron curvas de temperatura usando una función doble exponencial. La pendiente permitió estimar la tasa de pérdida térmica, que muestra una dependencia clara con la magnitud de la temperatura (véase figura 2.11) [8].

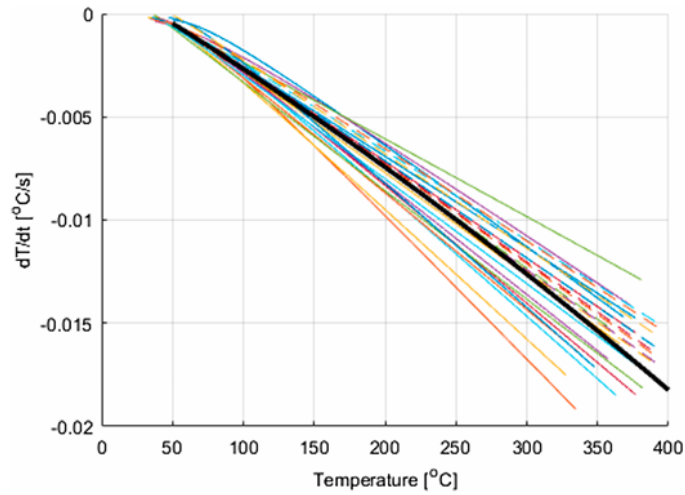


Figura 2.11: Tasa de reducción de temperatura en función de la temperatura de las termocuplas instaladas [8].

Bonanos et al. [8] destacan que las pérdidas térmicas del sistema alcanzan valores de 43, 68 y 101 W/m para temperaturas constantes de pared interna de 300, 400 y 500 °C respectivamente. Estos valores fueron comparados con lo entregado por la ecuación 2.2 y se observaron desviaciones de hasta un 30%, como se aprecia en la figura 2.12. Debido a la aparición de este error, se utiliza un factor empírico $\xi = 1.3$ el cual muestra un comportamiento similar a lo medido.

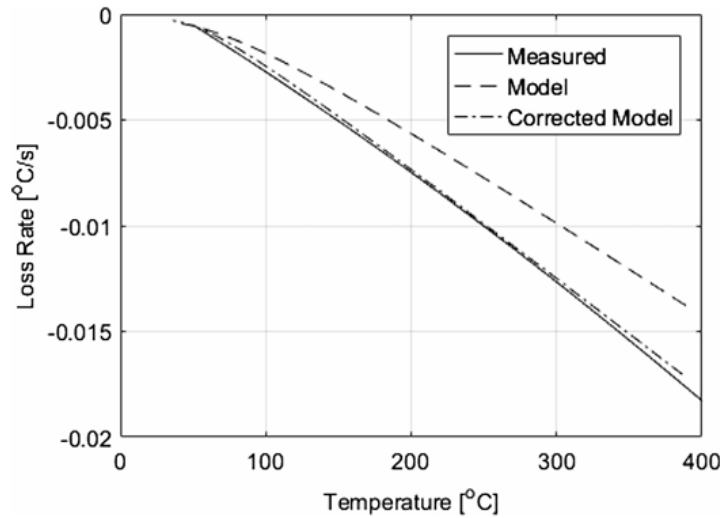


Figura 2.12: Comparación de la pérdida de calor entre curva modelada, curva experimental y curva modelada corregida [8].

El enfoque explicado anteriormente por Bonanos et al. [8] permitió evaluar los perfiles radiales de temperatura dentro del aislamiento, como muestra la figura 2.13.

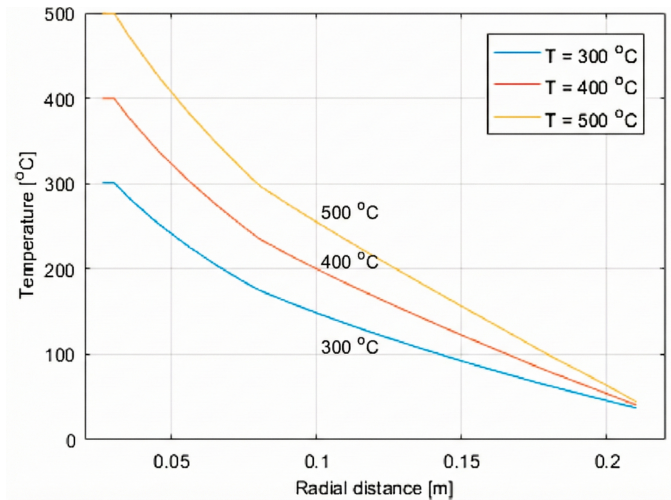


Figura 2.13: Distribución radial de la temperatura en tubería. Adaptado de [8].

En conjunto con lo anterior, el análisis de Bonanos et al. [8] incluye una optimización del espesor de aislamiento y la capacidad instalada del sistema de calentamiento. Para esto, se evalúan tres escenarios bajo un factor de seguridad ϕ , que representa el sobredimensionamiento del traceado eléctrico respecto a lo necesario.

- Caso 1: sistema real sin sobredimensionamiento $\phi = 1$
- Caso 2: mismo aislamiento que caso 1, pero con traceado eléctrico sobredimensionado ($\phi = 2$), que reduce significativamente el tiempo de precalentamiento a costa de mayor consumo eléctrico.
- Caso 3: lo mismo que el caso 1, pero el factor de seguridad ϕ varía entre 1-10.

Los resultados arrojan que al aumentar el ϕ , el sistema requiere menos aislamiento, dado que la potencia instalada del traceado eléctrico compensa o contrarresta mejor las pérdidas asociadas. Se observa en la figura 2.14 que el fenómeno es más notorio a altas temperaturas. Por lo tanto, ya no sería necesario usar un aislamiento más grueso y/o costoso para evitar que se enfríe la tubería [8].

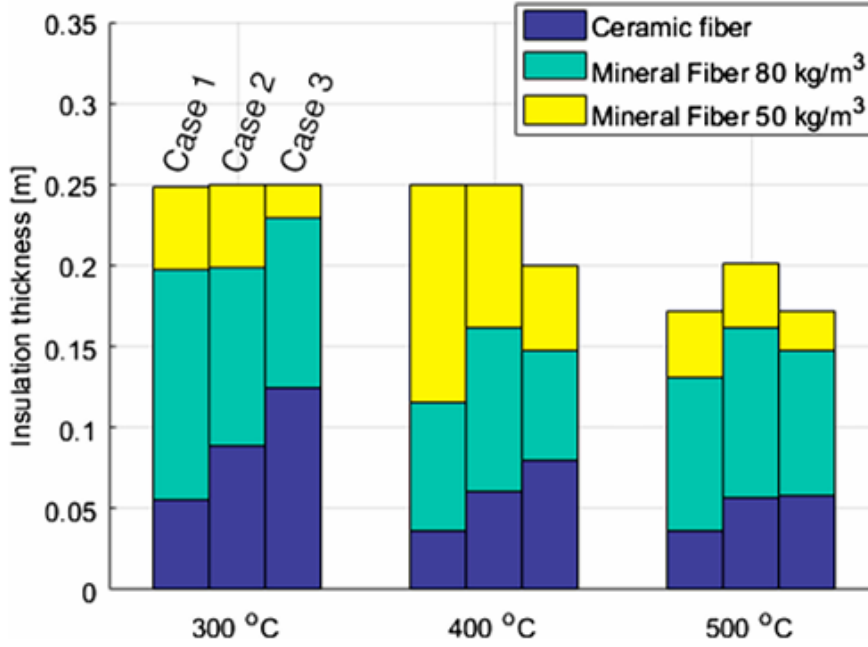


Figura 2.14: Optimización del espesor de aislamiento para distintas temperaturas de operación [8].

Como objetivo del estudio de Bonanos et al. [8] se plantea una función objetivo que combina CAPEX y OPEX en la cual para un diseño de 400 °C, se estima una optimización de un 10% en pérdidas térmicas y en un 15% en los costos operativos.

2.4. Pérdidas de carga en sales fundidas

Respecto al comportamiento hidráulico, Qiu et al. [26] plantean dos conclusiones principales. La primera es que el coeficiente de fricción (f) se mantiene constante ante condiciones de flujo de calor uniforme y no uniforme, con errores inferiores al 0.5%. La segunda es que las simulaciones que fueron realizadas en el estudio coinciden de manera bastante aceptable con la correlación de Filonenko, que se define por la siguiente ecuación:

$$f = (1.82 \log_{10} Re - 1.64)^{-2} \quad (2.3)$$

La ecuación 2.3 es utilizada para calcular la fricción en flujo turbulento interno en tubos lisos y es válida para números de Reynolds del rango de los 10^4 – 10^5 que es

donde suelen operar los sistemas de sales fundidas en plantas CSP. Los errores respecto a esta correlación fueron cercanos al 2% como muestra la figura 2.15 tanto para la sal solar como para la sal Hitec [26]. Por lo tanto, según Qiu et al. [26] mientras el flujo se mantenga en un régimen turbulento y las condiciones geométricas no varíen significativamente, la correlación de Filonenko puede utilizarse para fluidos de alta densidad y baja conductividad térmica como las sales fundidas.

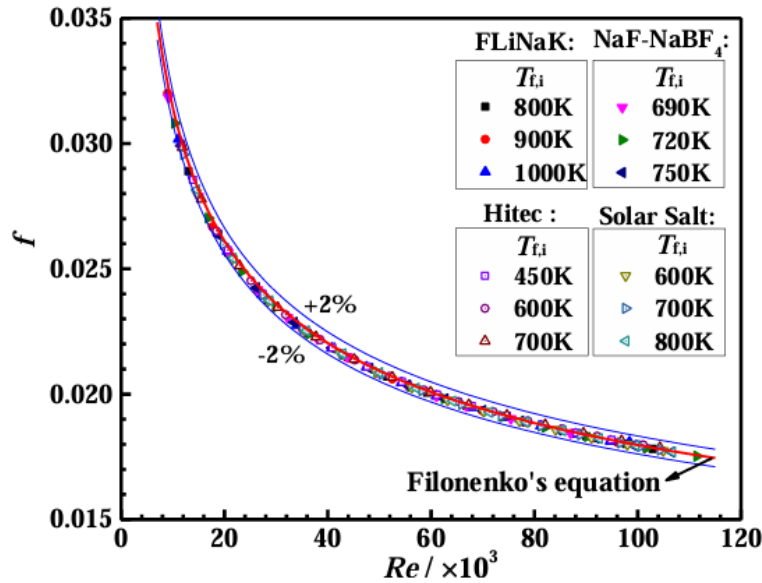


Figura 2.15: Variación del error del factor de fricción con la correlación de Filonenko [26].

De esta forma, el modelo tridimensional presentado por Qiu et al. [26] permite concluir que, si bien la distribución de temperatura local puede afectar la estabilidad química del fluido (aumento en zonas calientes), las propiedades hidráulicas se mantienen estables, siempre y cuando se mantenga el régimen de turbulento. De lo contrario, si se presentan condiciones inadecuadas de aislamiento y/o traceado eléctrico, esto implicaría un aumento en la viscosidad, una disminución en el número de Reynolds, y por lo tanto, mayor fricción y pérdidas de eficiencia.

2.5. Solidificación y corrosión en sales fundidas

El uso de sales fundidas con sus propiedades comentadas anteriormente permite operar a temperaturas más altas que otros fluidos térmicos, con baja presión y buena

estabilidad química, incluso hasta temperaturas cercanas a los 600 °C. Sin embargo, estas ventajas vienen acompañadas de desafíos técnicos, principalmente la solidificación del fluido en condiciones fuera del rango de operación, a esto se suma, la corrosión de los componentes en contacto con un medio salino.

La solidificación de las sales fundidas constituye un fenómeno particularmente crítico, ya que puede producirse de manera repentina cuando existen puntos fríos en el sistema de transporte. La mezcla descrita en la sección 2.2 solidifica entre 221 °C y 238 °C y da lugar a una masa rígida capaz de bloquear válvulas, tuberías y sensores. Según Russo et al. [29], la cristalización se inicia de forma localizada (en torno a 238 °C), pero puede propagarse con rapidez si no se restablece la temperatura mínima. Esta situación afecta la seguridad del sistema y se traduce en tiempos de parada prolongados.

Russo et al. [29] plantea que en ensayos experimentales en válvulas tipo globo, cuando la temperatura desciende por debajo de 220 °C, el accionamiento mecánico puede quedar completamente bloqueado y requerir hasta 50 min de recalentamiento para recuperar su funcionalidad.

Se muestra una simulación realizada en estas válvulas en la siguiente página. En esta evaluación se registra una temperatura ambiente constante de 20 °C y la válvula de estudio se encuentra aislada y con traceado eléctrico.

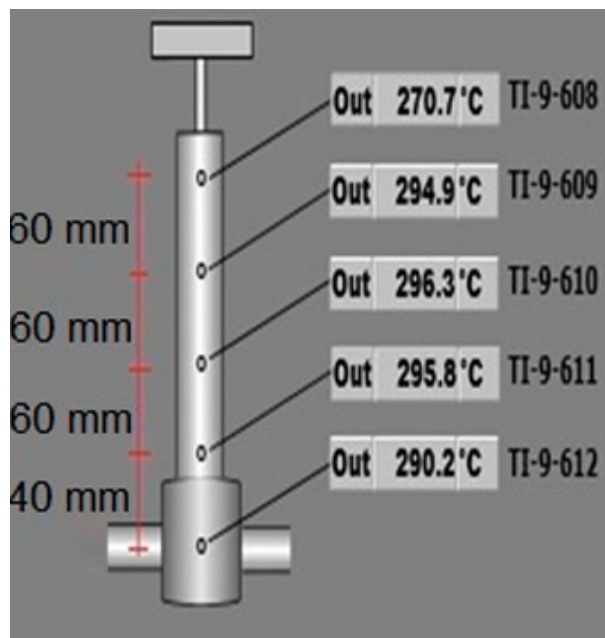


Figura 2.16: Distribución de temperatura en válvulas globo con circulación de sales [29].

Estos eventos son particularmente sensibles en estos componentes que están expuestos a distintos cambios de temperatura en el ambiente que los rodea. Por esto, es que se deben instalar sistemas de traceado térmico eléctrico (EHTS) combinado con un buen diseño de aislamiento que resulta esencial para prevenir zonas de enfriamiento no controlado. Según comenta Blindú [7], el uso de materiales como lana de roca o aerogeles y la implementación de láminas metálicas disipadoras permiten distribuir mejor la temperatura y proteger el aislamiento.

En paralelo al riesgo de solidificación, Blindú [7] plantea que la corrosión en componentes metálicos constituye de igual forma un escenario complejo pensando en el desarrollo y la vida útil de las plantas CSP. Si bien, las sales de composición de nitratos presentan una corrosividad moderada, su agresividad aumenta con la temperatura y también con la presencia de impurezas o productos de degradación como nitritos u oxígeno libre. En condiciones operativas por encima de los 565-585 °C, puede ocurrir disociación de nitratos y la formación de óxidos metálicos, los cuales reaccionan con las paredes internas de tuberías, bombas y tanques.

En la misma línea, Blindú [7] comenta que hay situaciones críticas durante los

arranques o reinicios de planta después de paradas prolongadas. En estas condiciones, el fluido entra a alta temperatura en contacto con paredes de tuberías, tanques u otros equipos que permanecen fríos, lo que induce gradientes térmicos elevados con esfuerzos térmicos significativos. Este fenómeno se conoce como choque térmico y puede inducir deformaciones, grietas e incluso fallas estructurales cuando los parámetros del sistema no se controlan de forma adecuada. Por ello, se recomienda implementar estrategias de precalentamiento gradual o recirculación de sal a menor temperatura para reducir la diferencia térmica inicial, en especial cuando supera los 50 °C.

Desde el punto de vista del monitoreo, Gill et al. [17] identificaron una deriva térmica significativa en los sensores de presión. En condiciones nocturnas, los instrumentos registraron valores de hasta 12 bar, a pesar de que la presión real en la tubería era nula (0 bar manométricos). Al contrastar esta desviación con la presión máxima de diseño de la instalación (40 bar), el error de medición representa un 30% de la capacidad del sistema. Esta imprecisión se redujo a 1,4 bar (3,5% de error) tras aislar y calefaccionar los sensores, demostrando que la estabilidad térmica es vital para la fiabilidad del control.

Con respecto a temas relacionados a la corrosión de las sales fundidas, se han realizado evaluaciones experimentales con la finalidad de evaluar la confiabilidad de los equipos que están en contacto con este fluido. Por ejemplo, en el estudio de Henríquez et al. [20] en la Universidad de Antofagasta, se utilizó una mezcla ternaria de sales ($\text{LiNO}_3\text{--KNO}_3\text{--NaNO}_3$) y una bomba vertical de alta temperatura para evaluar la corrosión durante 5 años en una planta piloto. Los resultados indicaron corrosión superficial leve en ejes y partes internas de la bomba, sin pérdida crítica de operación ni fallas estructurales. Adicionalmente, el material de estos componentes (acero fundido) mostró buena resistencia a la corrosión isotérmica prolongada. Junto con esto, se observó la formación de hematita (Fe_2O_3) como óxido protector adherente cuya estabilidad dependía de las temperaturas homogéneas del sistema de bombeo. Por último, se sugirió que el mecanismo de corrosión predominante fue la difusión iónica con pérdida de masa metálica baja. El estudio sugiere que el aumento de la temperatura actúa como un catalizador que acelera la difusión de los iones corrosivos a través de la capa de óxido. Por lo tanto, la presencia de gradientes térmicos incrementa el riesgo de disolver esta barrera protectora y promover ataques localizados. Esto refuerza la importancia del control térmico para evitar corrosión localizada en estos componentes.

Desde el punto de vista económico, tanto la solidificación como la corrosión pueden presentar costos operativos importantes. La obstrucción de válvulas por cristalización requiere detención del sistema, recalentamiento controlado y en algunos casos desmontaje de componentes, lo que implica pérdida de producción. En cuanto a la corrosión, si bien apunta al uso prolongado de plantas CSP, si no se detecta a tiempo, puede forzar el reemplazo de tramos de tuberías, así como de componentes internos de bombas y válvulas.

2.6. Metodologías para evaluar el comportamiento hidráulico sin instrumentación funcional

Uno de los principales desafíos en la operación de sistemas de impulsión es la ausencia de instrumentación individual por bomba, situación que dificulta conocer con precisión el punto de trabajo de cada unidad, en especial cuando varias operan en paralelo. Frente a este problema se han desarrollado modelos capaces de estimar las curvas reales de las bombas sin recurrir a sensores específicos por equipo, a partir de los datos históricos registrados en los sistemas SCADA o DCS.

La metodología de Salomons et al. [30] propone una solución basada en un modelo de optimización no lineal que permite estimar curvas individuales, aun cuando solo se disponga de caudal total del sistema, presiones del sistema y estados de encendido y apagado por bomba. Recalcar que el enfoque considera tanto bombas de velocidad fija como de velocidad variable aplicando leyes de afinidad para adaptar las curvas a condiciones operativas reales. La forma general utilizada para representar la curva de cada bomba se representa en la siguiente ecuación.

$$H_p = a_p - b_p Q_p^2 \quad (2.4)$$

Donde H_p y Q_p representan respectivamente la ganancia de carga de la bomba y el caudal. Los parámetros a_p (la carga a caudal cero) y b_p corresponden a los coeficientes de la función. El objetivo es encontrar estos coeficientes de modo que se minimice el error horizontal, en otras palabras, la diferencia entre el caudal observado total y la suma estimada del caudal de cada bomba, en función de la presión registrada que se

muestra en la ecuación 2.5. A diferencia de enfoques más tradicionales que minimizan el error en altura, el modelo se centra en el caudal total como muestra la ecuación 2.6

$$Q_{\text{est},t} = \sqrt{\frac{a - H_{\text{obs},t}}{b}} \quad \forall t \in T \quad (2.5)$$

$$e_{Q,t} = Q_{\text{est},t} - Q_{\text{obs},t} \quad \forall t \in T \quad (2.6)$$

$$E_Q = \sum_{t \in T} |e_{Q,t}| \quad (2.7)$$

Salomons et al. [30] plantea que el enfoque de error horizontal es más aplicable cuando se trabaja en estaciones que operan múltiples bombas en distintas combinaciones. En esos casos, no se conoce el caudal de cada bomba por separado, pero sí el caudal total de la estación $Q_{\text{obs},t}$, la presión de descarga y el estado de encendido o apagado de cada bomba. Para estimar las curvas individuales se utiliza la optimización que muestra la ecuación 2.5.

El caudal total estimado en el caso de varias bombas operando en paralelo se obtiene como la sumatoria de cada caudal estimado para cada bomba de manera independiente. Por ejemplo, en el caso de que se trabajase con dos bombas en paralelo, el caudal estimado queda determinado por la siguiente función.

$$Q_{\text{est}} = \sqrt{\frac{a_1 - H_{\text{obs}}}{b_1}} + \sqrt{\frac{a_2 - H_{\text{obs}}}{b_2}} \quad (2.8)$$

Tal como muestra la figura 2.17, se utiliza la altura observada para estimar los caudales de cada bomba, $Q_{\text{est},1}$ y $Q_{\text{est},2}$, los cuales se suman para obtener una estimación del caudal total de la estación. A partir de esa estimación es posible calcular el error horizontal e_Q presentado en la ecuación 2.6.

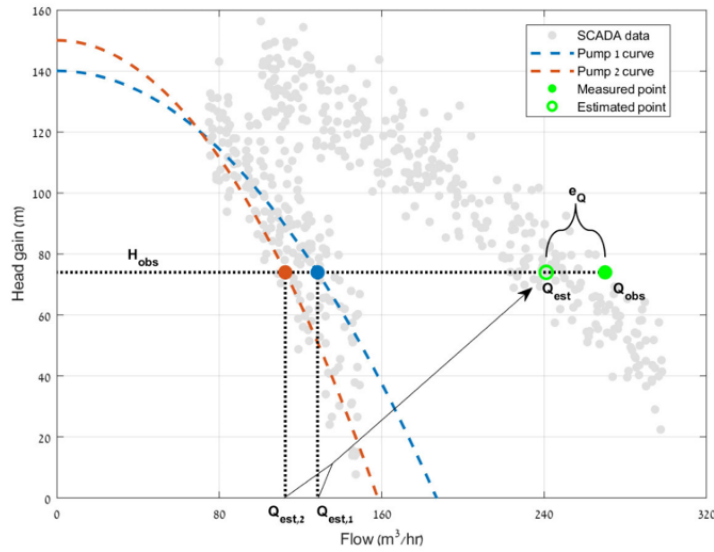


Figura 2.17: Estimación del error horizontal para dos bombas en paralelo [30].

En el caso de trabajar con bombas de velocidad variable, se aplican leyes de afinidad para escalar los datos a una velocidad nominal. Esto permite modelar el comportamiento hidráulico con mayor precisión incluso en condiciones operativas cambiantes.

Dentro de los resultados en la implementación del modelo, se identifica que una bomba presenta curvas de operación por debajo de su curva original de prueba de campo, que fue realizada 4 años atrás. Se observan también regiones operativas fuera del rango cubierto por las pruebas históricas en dos bombas adicionales. El ajuste de las curvas mediante esta metodología permitió obtener los coeficientes de optimización (a_p y b_p) para cada bomba y de esta forma, poder reconstruir sus curvas H-Q individuales. Las curvas pueden ser comparadas con las curvas de diseño para evaluar desviaciones y eficiencia.

Se concluye que este método, al no exigir instrumentación individual en cada bomba, mejora la capacidad de diagnóstico y permite un monitoreo continuo a partir de datos históricos. Sin embargo, sigue siendo necesario disponer al menos de dos medidores de presión, un caudalímetro y un sensor de temperatura en el circuito para alimentar adecuadamente el modelo. Aunque el estudio se desarrolla con agua como fluido de trabajo, la estructura analítica resulta plenamente aplicable al análisis de bombas que operan con sales fundidas.

Capítulo 3

Marco teórico

Este capítulo establece los principios y las ecuaciones relevantes de la mecánica de fluidos y transferencia de calor que permiten analizar el transporte controlado de sales fundidas desde un tanque de sales a 300 °C hasta un tanque de sales a 565 °C en una planta CSP.

3.1. Caracterización del fluido de trabajo

A diferencia de la mayoría de los casos, en los cuales se trabaja con agua, la sal fundida a alta temperatura tiene un comportamiento no lineal en la mayoría de sus propiedades de interés; ya sea la viscosidad, el calor específico y su propia conductividad térmica.

En el caso de la densidad, esta disminuye linealmente con el aumento de la temperatura y se rige por la siguiente ecuación:

$$\rho(T) = 2090 - 0.636T \quad \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad (3.1)$$

De la misma forma, existen otras formulaciones empíricas relacionadas al comportamiento de la densidad de la sal fundida. Sin embargo, la presentada en la ecuación 3.1 basada en los estudios de Blindú [7] es representativa para rangos de temperatura que oscilan entre los 300-600 °C.

Por otro lado, la viscosidad dinámica disminuye exponencialmente con el aumento de la temperatura (este parámetro es relevante dado el salto de temperatura que sufre la sal fundida, por ejemplo, al circular por el receptor solar). De esta forma, se presenta en la ecuación 3.2, la correlación entre viscosidad y temperatura mostrada por Blindú [7], que se adapta de buena manera a rangos de temperatura entre 300-600 °C.

$$\mu(T) = 22.714 - 0.120 \cdot T + (2.281 \cdot 10^{-4}) \cdot T^2 - (1.474 \cdot 10^{-7}) \cdot T^3 \quad \text{mPa} \cdot \text{s} \quad (3.2)$$

De igual forma, el comportamiento del calor específico es exponencial. Sin embargo, se han realizado menos evaluaciones empíricas al respecto. De hecho, la única correlación útil para trabajar en rangos de alta temperatura es la presentada por Han Yan [19].

$$c_p(T) = 1.83896 + 0.0028 \cdot T - 1.668 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 + 1.686 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 \quad \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (3.3)$$

En las tres ecuaciones anteriores, T corresponde a la temperatura y esta medida en $^\circ\text{C}$.

3.2. Conservación de la energía para flujos viscosos

Uno de los principios fundamentales que gobierna la mecánica de fluidos entre dos puntos en un volumen de control es la ecuación de Bernoulli, la cual es una aplicación directa de la primera ley de la termodinámica adaptada a un flujo incompresible y estacionario. De acuerdo con Pritchard y Mitchell [25], la ecuación de expresa de la siguiente manera en metros de columna de fluido.

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + H_A = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad \text{m} \quad (3.4)$$

Cada término de la ecuación representa una forma de energía:

- $\frac{P}{\rho g}$ (altura de presión): representa la energía en forma de presión presente en el punto de análisis correspondiente.
- z (término potencial): representa la energía potencial gravitatoria del fluido ya sea en el punto 1 o 2.
- $\frac{v^2}{2g}$ (término cinético): representa la energía cinética promedio del flujo. La velocidad v es la velocidad promedio (Q/A).
- H_A (altura de bomba): energía transferida al fluido por una máquina de fluido (bomba).

Para flujos no ideales, se le debe agregar un término a la ecuación 3.5 que considere el término disipativo del flujo, es decir, las pérdidas de carga entre ambos puntos. Esta

variable se subdivide en dos componentes: el relacionado a la fricción del flujo y a los accesorios presentes en el circuito hidráulico.

$$\frac{P_1}{\rho g} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + H_A = \frac{P_2}{\rho g} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} + \sum h_j \quad \text{m} \quad (3.5)$$

3.3. Regímenes de flujo y el número de Reynolds

El método para cuantificar las pérdidas de carga ($\sum h_j$) en un sistema de tuberías depende netamente del régimen de flujo. Por esto, es necesario definir la relación entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas, es decir, el número de Reynolds.

$$Re = \frac{\text{Fuerzas de inercia}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (3.6)$$

Las fuerzas de inercia tienden a empujar el flujo, mientras que las fuerzas viscosas al generar una resistencia al flujo, amortiguan las perturbaciones.

Si se quiere entrar más al detalle en el comportamiento del número de Reynolds, la teoría define tres zonas de flujo basadas en el valor de este parámetro (ver figura 3.1).

- Flujo laminar: en este régimen, las fuerzas viscosas dominan, lo que provoca un flujo más ordenado al desplazarse por capas. Un flujo de fluido en tuberías será laminar, si su número de Reynolds es menor a 2300.
- Zona de transición ($2300 \leq Re \leq 4000$): el comportamiento no laminar comienza al superar $Re = 2300$. Sin embargo, el flujo no se vuelve totalmente turbulento de inmediato, sino que comienza a sufrir intermitencias y perturbaciones que generan alternancia de zonas laminares y turbulentas hasta que supera un valor umbral cercano a $Re = 4000$ que indica que el flujo se ha vuelto completamente turbulento.
- Flujo turbulento: las fuerzas inerciales dominan, lo que genera un flujo desordenado, tridimensional y con presencia de vórtices o remolinos. A pesar de esto, su comportamiento es estable y determinable a través de correlaciones empíricas como el diagrama de Moody.

3.4. La curva del sistema

En la sección 3.2, se estableció la conservación de la energía entre dos puntos. De la ecuación 3.5 se deduce que la energía total requerida por el sistema representa la resistencia de este mismo o dicho de otra forma, la curva del sistema.

La curva del sistema ($H_{sistema}$) es una función que describe la demanda de energía del circuito. Vale decir, para cualquier caudal que se desee transportar, la curva determina la altura manométrica total que se debe suministrar al fluido para vencer la resistencia estática y dinámica del sistema.

Matemáticamente, se puede expresar de la siguiente forma:

$$H_{sistema}(Q) = (z_2 - z_1) + \frac{(P_2 - P_1)}{\rho g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \sum h_j(Q) \quad (3.7)$$

La ecuación 3.7 descompone la demanda en un componente estático (independiente del flujo) y otro dinámico (dependiente del caudal).

La altura estática representa la carga que debe vencer el sistema en condiciones de flujo nulo. Este término tiene dos componentes: la diferencia de cota entre el nivel de succión y el punto de descarga del fluido, y la diferencia de presión manométrica entre los estanques de succión y descarga.

De lo anterior, se desprende que en un sistema de tuberías que recircula al mismo punto (circuito cerrado), la altura estática es cero.

Con respecto al componente dinámico que refiere a la diferencia de energía cinética y a la disipación de la energía, se debe mencionar que es proporcional al cuadrado de la velocidad del flujo. Asimismo, como la velocidad está directamente relacionada con el caudal, las pérdidas de carga son una función cuadrática del flujo transportado. Estas pérdidas, se pueden cuantificar dependiendo del tipo.

- Pérdidas por fricción: son aquellas generadas por la propia viscosidad del fluido a lo largo de los tramos de tubería. La ecuación más utilizada para el cálculo de

este tipo de pérdidas es la promulgada por Darcy-Weisbach [25].

$$h_j = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} \quad (3.8)$$

El término asociado al factor de fricción es un parámetro adimensional que puede obtenerse por medio de diversas formas. La más conocida es mediante el diagrama de Moody.

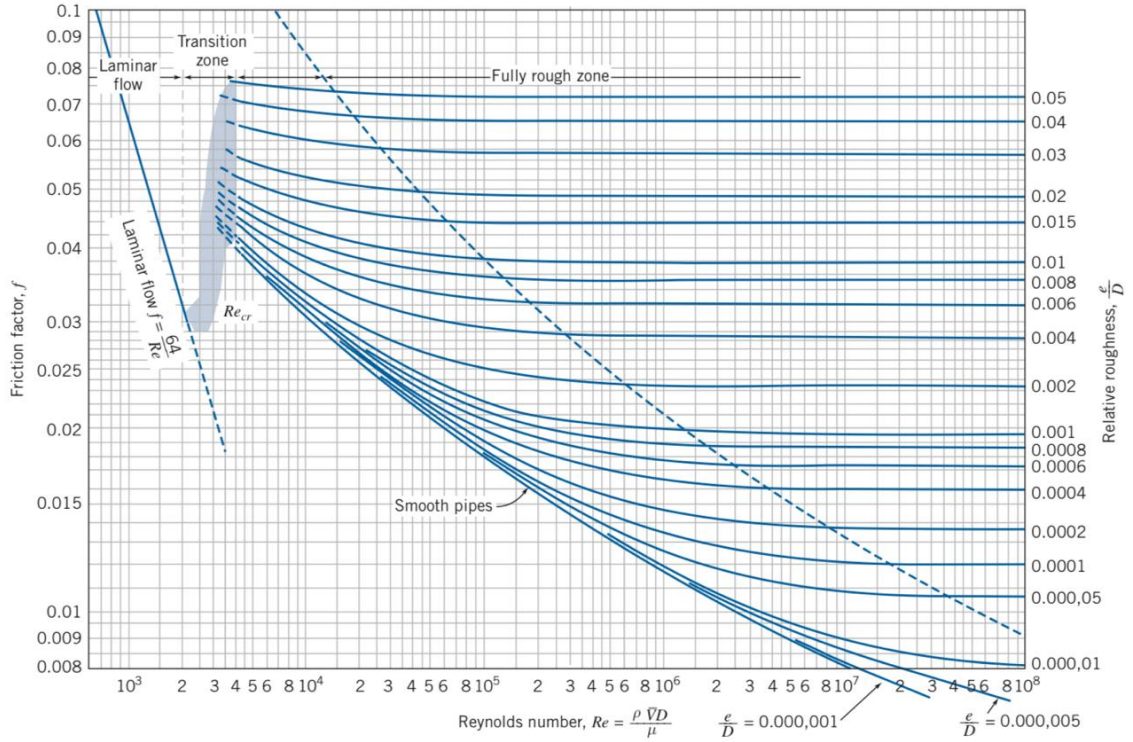


Figura 3.1: Diagrama de Moody [25].

Cabe recalcar, que para el régimen turbulento, se extraen de este mismo diagrama las ecuaciones utilizadas que describen el comportamiento del factor de fricción. Una de las más precisas es la ecuación de Colebrook-White [25].

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (3.9)$$

Dado que la ecuación es implícita, se debe resolver numéricamente mediante métodos iterativos o aproximaciones implícitas.

- Pérdidas por accesorios: son aquellas generadas por el cambio abrupto de la geometría o dirección del flujo en un sistema de tuberías. Su valor se determina mediante la ecuación 3.10 [25].

$$h_j = K_L \frac{v^2}{2g} \quad (3.10)$$

El valor del parámetro K depende de cada accesorio, ya sean válvulas, codos, entradas, salidas, etc.

De esta forma, al agregar todos estos componentes, la función de la curva del sistema toma la siguiente forma.

$$H_{\text{sistema}} = H_{\text{estática}} + \sum h_f + \sum h_m \quad (3.11)$$

Como se explica anteriormente, las pérdidas son proporcionales a Q^2 , por lo tanto, la ecuación se puede expresar de una forma parabólica.

$$H_{\text{sistema}} = H_{\text{estática}} + C \cdot Q^2 \quad (3.12)$$

El parámetro C es un coeficiente de resistencia que agrupa todas las pérdidas por fricción y accesorios.

3.5. Comportamiento hidráulico del sistema de bombeo

En sistemas de sales fundidas, las bombas empleadas son del tipo centrífuga, verticales y multietapa. Recordemos que la configuración multietapa consiste en conectar n rodets secuencialmente dentro de una misma carcasa. Este diseño es una aplicación del principio de conexión en serie, es decir, el caudal es el mismo a través de cada etapa y la altura total generada por la bomba es la suma de las alturas generadas por cada etapa individual.

El desempeño de una bomba viene dado por una serie de funciones que en la mayoría de los casos es proporcionada por el fabricante. Dichas funciones son las curvas características de la bomba.

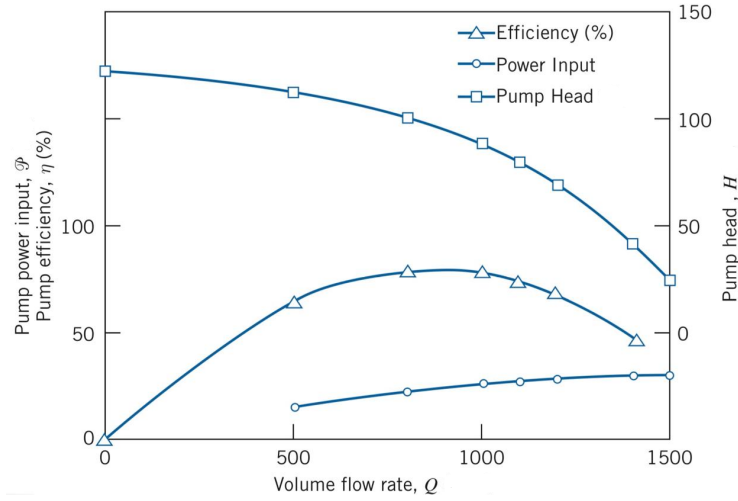


Figura 3.2: Curvas característica de una bomba estándar. Adaptado de [25].

Con respecto a la figura 3.2, la curva de altura representa la altura manométrica que la bomba puede entregar a un cierto flujo. El desempeño de la bomba se evalúa a partir de su curva de eficiencia, la cual permite identificar el punto de máxima eficiencia (BEP).

Existe una relación útil que sirve para relacionar las potencias de trabajo con la eficiencia de la bomba. La eficiencia se determina relacionando la potencia entregada al flujo con la potencia de accionamiento de la bomba.

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{P_{\text{hidráulica}}}{P_{\text{eje}}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H(Q)}{T \cdot \omega} \quad (3.13)$$

3.5.1. Análisis de operación en paralelo

Cuando n bombas idénticas se conectan en paralelo, todas descargan el caudal hacia un colector de descarga común. Esto impone una restricción de altura idéntica para todas las bombas que están operando en paralelo.

La curva de desempeño equivalente se determina mediante la adición de los caudales que cada bomba puede aportar a la altura constante H . Por ejemplo, para n bombas idénticas en paralelo:

$$Q_{\text{equivalente}}(H) = n \cdot Q_{\text{individual}}(H) \quad (3.14)$$

Gráficamente, la curva $H - Q$ equivalente del sistema en paralelo se obtiene mediante una transformación simple. Cada punto (Q_i, H) de una sola bomba se desplaza a un nuevo punto (nQ_i, H) en la curva equivalente. De este forma, la curva original se escala de acuerdo al número de unidades en operación. Al repetir este procedimiento para un rango de valores de H , se genera la curva C_{global} (figura 3.3) para un sistema en paralelo.

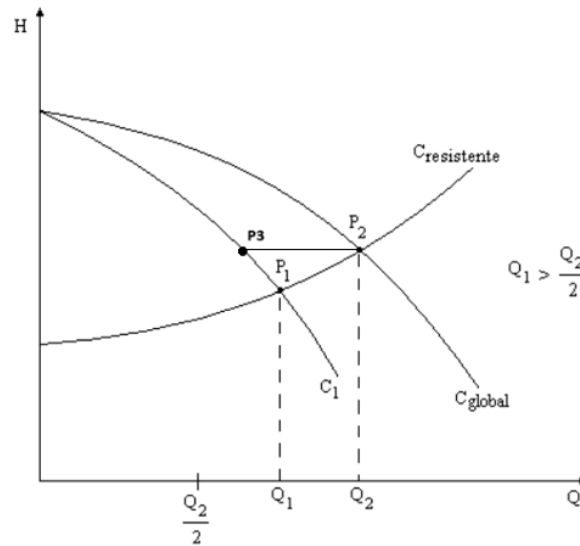


Figura 3.3: Curva de un sistema de 2 bombas idénticas en paralelo. Adaptado de [23].

3.5.2. Relación con la curva del sistema

El punto de operación del sistema cuando una bomba está en funcionamiento se determina por la intersección de la curva de la bomba (C_1) y la curva del sistema, como muestra la figura 3.3 en el punto P_1 . Asimismo, como H_{sis} es una función creciente respecto al caudal, la adición de unidades de bombeo en paralelo traslada el punto de operación como muestra el punto P_2 de la figura 3.3. Sin embargo, es clave distinguir que el punto de operación individual de cada bomba se sitúa en P_3 .

Del párrafo anterior se desprende que si el sistema fue optimizado para que una sola bomba operara en su punto de máxima eficiencia (BEP en P_1), la entrada en servicio de la segunda unidad situará a ambos equipos en un régimen de carga parcial,

degradando su rendimiento. Por el contrario, en un sistema diseñado para la operación simultánea de dos bombas, la desconexión de una de ellas obligará a la unidad remanente a desplazarse hacia la derecha de su curva característica, operando en sobrecarga.

3.6. Control del flujo transportado

Un punto de operación fijo en la mayoría de los casos suele ser insuficiente en el estudio de la operación de sistemas y especialmente en el sistema de bombeo de sales fundidas. El caudal de sales fundidas varía producto de las demandas que el sistema exige durante el día. Por ejemplo, la demanda antes del mediodía será menor que durante la tarde. Esto se explica porque el DNI no es constante, por lo tanto, el flujo debe ser controlado para compensar la posible nubosidad y la variación que ocurre entre el amanecer y el atardecer. El objetivo es mantener la integridad de los equipos, específicamente del receptor solar que debe asegurar una temperatura de salida constante de 565 °C, para prevenir tanto el sobrecalentamiento de los paneles en alta irradiancia, como el riesgo de solidificación de sales en condiciones de baja irradiancia.

Para lograr este control del flujo es necesario trasladar el punto de operación. Para esto, existen dos métodos.

3.6.1. Estrangulamiento

Este método consiste en instalar una válvula de control en la línea de descarga de la bomba. Al cerrar parcialmente la válvula, se incrementa el coeficiente de pérdida de la válvula. Este arreglo no modifica la curva de la bomba, sino que modifica la curva del sistema. La nueva curva del sistema tendrá una mayor pendiente con respecto a la original.

$$H_{sistema} = H_{sistema,original} + h_{j,val}(Q) \quad (3.15)$$

Este método a pesar de entregar una alternativa para el cambio del punto de operación, desde el punto de vista energético es ineficiente por los siguientes motivos.

- Pérdida de energía: la válvula impone una caída de presión localizada que convierte esta energía de presión excedente en calor, sin realizar trabajo útil. Esta

energía disipada representa una pérdida directa de la potencia hidráulica suministrada al fluido.

- Desplazamiento del BEP: al forzar al sistema a operar a un caudal menor y una altura mayor que la de diseño, la bomba se desplaza sobre su propia curva alejándose de su punto de máxima eficiencia.

3.6.2. Variador de frecuencia

Este método consiste en controlar la velocidad de rotación (rpm) del motor de la bomba, en lugar de controlar la resistencia del sistema.

Un variador de frecuencia es un dispositivo que convierte la corriente AC de la red (a una frecuencia fija) en una corriente de frecuencia variable. Al modular la frecuencia de alimentación, se logra un control preciso sobre las revoluciones del eje de la bomba.

En un sistema de bombeo, hay dos estrategias de control mayormente utilizadas:

- Control en lazo abierto: en este caso, el variador de frecuencia se ajusta a una rpm fija. La configuración es simple, pero carece de retroalimentación por lo que es incapaz de compensar automáticamente las perturbaciones del proceso.
- Control en lazo cerrado: el VFD actúa como un elemento final de control dentro de un ciclo de retroalimentación. En otras palabras, un sensor mide una variable de proceso, un controlador la compara con un *setpoint* y ajusta la señal de salida al VFD. Finalmente, el variador de frecuencia modula las rpm de la bomba para anular el error y mantener la variable del proceso en el valor deseado.

En términos de eficiencia, el control por VFD es superior al estrangulamiento porque ajusta la velocidad para reducir el caudal. Según las leyes de afinidad de la sección 3.6.3, esto disminuye las pérdidas de carga al cuadrado y la potencia requerida al cubo. A diferencia de las válvulas que disipan energía como calor, este método ahorra energía directamente y permite que la bomba opere cerca de su punto óptimo en un rango de caudales más amplio.

3.6.3. Leyes de afinidad

Según Pritchard y Mitchell [25], las leyes de afinidad derivadas de la similitud en turbomáquinas describe cómo se escala el desempeño de una bomba centrífuga al variar sus rpm (desde una velocidad base n_1 a una nueva velocidad n_2).

$$\begin{aligned}Q_2 &= Q_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \\H_2 &= H_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \\P_2 &= P_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3\end{aligned}\tag{3.16}$$

De esta forma, si se toma un punto de operación cualquiera (Q_1, H_1) , su punto homólogo en la nueva curva se obtiene a partir de las ecuaciones 3.16. Por lo tanto, al escalar todos los puntos a una nueva velocidad de rotación, se genera una nueva curva de la bomba con otros parámetros característicos.

3.7. Transferencia de calor en tuberías

El problema del análisis térmico en sistemas de tuberías consiste en fluido de trabajo que opera a una temperatura distinta a la de su entorno a través de un conducto. En la mayoría de las aplicaciones, el fluido circula a alta temperatura y está expuesto a un ambiente más frío.

Esta diferencia o gradiente de temperatura (ΔT) es la que genera un flujo de calor continuo desde el fluido caliente hacia el entorno, lo que se traduce en pérdidas térmicas. En condiciones de estado estacionario, es decir, cuando las temperaturas en cualquier punto del sistema no varían con el tiempo, este flujo de calor es constante.

Este proceso de transferencia de calor representa una secuencia de mecanismos que ocurren en serie y paralelo. Dicho de otra forma, el flujo de calor debe superar varias barreras térmicas para escapar hacia el ambiente. Para una tubería aislada, la secuencia suele ser de la siguiente manera:

- Convección interna: es la transferencia de calor desde el fluido en movimiento hasta la superficie interna de la pared de la tubería.

- Conducción: es el flujo de calor a través de los materiales sólidos que componen el conducto, primero a través de la tubería y luego por medio de las capas de aislante térmico.
- Convección y radiación externa: es el flujo de calor desde la superficie exterior de la tubería hacia el aire ambiente.

3.7.1. Red de resistencias térmicas

Para modelar y cuantificar el flujo de calor descrito, se puede emplear una analogía con los circuitos eléctricos: el concepto de red de resistencias térmicas.

En esta analogía, el flujo de calor es semejante a la corriente eléctrica, la diferencia de temperatura es análoga a la diferencia de potencial y la resistencia térmica es el símil de la resistencia eléctrica, tal cual se muestra en la siguiente figura.

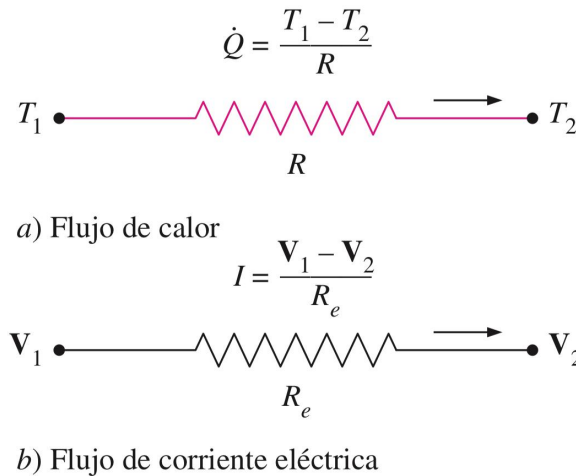


Figura 3.4: Analogía entre conceptos de resistencia térmica y eléctrica [32].

Según Çengel y Ghajar [32] la tasa de transferencia de calor total se puede expresar de la siguiente forma:

$$\dot{Q} \text{ [W]} = \frac{\Delta T}{R_{\text{total}}} \quad (3.17)$$

La resistencia térmica total del sistema es la suma de las resistencias térmicas individuales que el calor debe atravesar:

$$R_{total} \text{ [K/W]} = R_{conv,int} + R_{cond,pared} + R_{cond,aislante} + R_{ext,comb} \quad (3.18)$$

$R_{ext,comb}$ representa la resistencia térmica combinada de los procesos de convección y radiación que ocurren de manera simultánea o en paralelo.

3.7.2. Coeficiente global de transferencia de calor (U)

A partir de la resistencia total, se puede definir el coeficiente global de transferencia de calor (U). Este coeficiente agrupa todas las variables de la transferencia de calor en un único valor que representa la facilidad con la que el calor se transfiere entre el fluido y el ambiente.

De acuerdo a Çengel y Ghajar [32], este valor se define por unidad de área, resultando en la siguiente ecuación.

$$\dot{Q} \text{ [W]} = U \cdot A \cdot \Delta T \quad (3.19)$$

Esta métrica es fundamental para cuantificar el rendimiento térmico de la tubería. En las siguientes secciones se detallará el fundamento para el cálculo de cada una de las resistencias térmicas individuales.

3.8. Convección interna forzada

El primer paso en la transferencia de calor es el movimiento de energía desde el flujo de fluido hasta la superficie interna de la tubería. Este proceso es regido por la convección forzada dado que el movimiento del fluido es inducido por un agente externo (una bomba).

Çengel y Ghajar [32] mencionan que este flujo de calor se describe mediante la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = h_{int} \cdot (T_{fluido} - T_{pared,int}) \quad \frac{\text{W}}{\text{m}^2} \quad (3.20)$$

De la ecuación anterior, el desafío está en la determinación de h_{int} . Este coeficiente cuantifica la eficacia con la que el flujo puede transferir calor. Depende de la geometría del conducto, la velocidad del flujo, sus propiedades (conductividad, viscosidad y calor específico) y el régimen de flujo.

3.8.1. Número de Nusselt

Para manejar la complejidad en la determinación de h_{int} , el análisis de la convección se realiza utilizando grupos adimensionales. El parámetro central que cuantifica la convección es el número de Nusselt. Este se define como la relación entre la transferencia de calor por convección respecto a la transferencia de calor por conducción a través de la capa límite del fluido.

$$Nu = \frac{\text{Transferencia de calor por convección}}{\text{Transferencia de calor por conducción}} = \frac{h_{int} \cdot D_i}{k_{fluido}} \quad (3.21)$$

Donde

Valores de $Nu > 1$ indican que el movimiento del fluido mejora la transferencia de calor, siendo h_{int} el factor que representa esa mejora.

El Nu no se calcula de forma trivial dado que es una función que depende de otros números adimensionales que describen el comportamiento del flujo. Estos parámetros corresponden al régimen del flujo (Re descrito en la sección 3.3) y a las propiedades del fluido.

$$Nu = f(Re, Pr) \quad (3.22)$$

El número de Prandtl (Pr) representa la relación entre la difusión de momento por medio de la viscosidad y la difusión de calor a través de la conductividad del fluido.

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\mu c_p}{k} \quad (3.23)$$

En regímenes de flujo turbulentos (alto Re), que es común en aplicaciones industriales para maximizar la transferencia de calor, no existe una solución simple para determinar

el Nu . Para esto se utilizan correlaciones empíricas. Una de las correlaciones más precisas y aceptadas de acuerdo a Çengel y Ghajar [32] para flujos turbulentos en tubos lisos es la correlación de Gnielinski.

$$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (3.24)$$

Una vez determinado el Nu y posteriormente el h_{int} , la resistencia térmica de la convección interna se define como:

$$R_{conv,int} \text{ [K/W]} = \frac{1}{h_{int} A_{int}} \quad (3.25)$$

3.9. Conducción de calor

Posterior a la transferencia convectiva desde el fluido, la energía térmica se propaga hacia el exterior mediante conducción en estado estacionario a través de los componentes sólidos de la tubería: la pared del conducto y la capa de aislante.

Para la geometría cilíndrica de una tubería, el flujo de calor es puramente radial. La solución a la ecuación de conducción en estado estacionario (Ley de Fourier) para una capa cilíndrica hueca establece una relación logarítmica entre la geometría y la resistencia térmica.

Según menciona Çengel y Ghajar [32], la resistencia térmica por conducción (R_{cond}) para una capa cilíndrica simple con radio interno r_1 , radio externo r_2 , longitud L y conductividad térmica del material k , se define:

$$R_{cond,cil} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k L} \quad (3.26)$$

Cabe recalcar que la ecuación 3.26 es útil para cualquier tipo de material que genera una transferencia por conducción, ya sea material de tubería o material aislante.

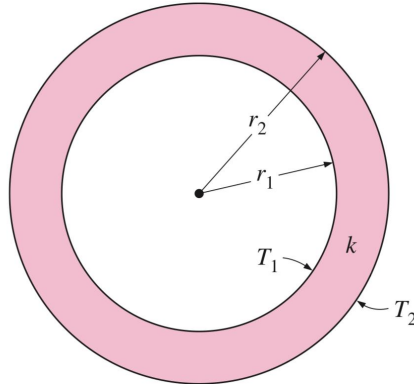


Figura 3.5: Sección transversal de pared de tubería de análisis [32].

Siguiendo la analogía de resistencias térmicas, la transferencia de calor por conducción estacionaria respecto a la figura 3.5, se puede expresar:

$$\dot{Q}_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cond,cil}} [W] \quad (3.27)$$

3.10. Transferencia de calor externa

La etapa final de la transferencia de calor es la disipación de energía desde la superficie exterior del conjunto tubería hacia el entorno. Este proceso se explica por medio de mecanismos combinados donde la convección y radiación ocurren de manera simultánea. El flujo de calor total disipado es la suma de las contribuciones de ambos mecanismos.

El análisis de la transferencia de calor externa dentro del modelo de red de resistencias requiere que el flujo de calor total (Q_{ext}) se exprese linealmente en función de una diferencia de temperatura global ($T_{sup,ext} - T_{amb}$). Para lograr esto, según Çengel y Ghajar [32] se debe expresar cada modo de transferencia (convección y radiación) mediante un coeficiente de transferencia de calor individual.

$$Q_{ext} = (h_{conv,ext} + h_{rad}) \cdot A_{ext} \cdot (T_{sup,ext} - T_{amb}) \quad (3.28)$$

3.10.1. Convección externa

El coeficiente $h_{conv,ext}$ depende de la naturaleza del movimiento del aire circundante:

- Convección natural: ocurre cuando el movimiento del fluido externo es inducido por cambios de densidad. El aire en contacto con la tubería caliente se calienta, disminuye su densidad y asciende, siendo reemplazado por aire a menor temperatura.

Este fenómeno se rige por el número de Rayleigh (Ra) que compara las fuerzas de flotabilidad con la difusión térmica y de momento. Para este caso, el Nu y por ende $h_{conv,ext}$ se determina mediante correlaciones de la forma:

$$Nu = f(Ra, Pr) \quad (3.29)$$

- Convección forzada (viento): cuando existe una velocidad de viento apreciable, el movimiento del aire externo domina por sobre los cambios de densidad. Para la determinación del Nu se utiliza la correlación de Churchill-Bernstein que trabaja con el número de Reynolds de flujo cruzado (Re_D) y el Pr .

$$Nu = 0.3 + \frac{0.62 \cdot Re_D^{1/2} \cdot Pr^{1/3}}{[1 + (0.4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \cdot \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (3.30)$$

3.10.2. Radiación térmica

Al mismo tiempo, la superficie externa intercambia calor con sus alrededores mediante radiación térmica. Este intercambio de calor se determina según Çengel y Ghajar [32] por la Ley de Stefan-Boltzmann, que es proporcional a T^4 .

$$Q_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot A_{ext} \cdot (T_{sup,ext}^4 - T_{alred.}^4) \quad (3.31)$$

Para incorporar este término no lineal en la red de resistencias, el flujo de calor por radiación se linealiza definiendo un coeficiente de radiación linealizado (h_{rad}).

$$h_{rad} = \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_{sup,ext}^2 + T_{alred.}^2)(T_{sup,ext} + T_{alred.}) \quad (3.32)$$

Así la ecuación 3.32 se puede expresar como:

$$\dot{Q}_{rad} = h_{rad} \cdot A_{ext} \cdot (T_{sup,ext} - T_{alred.}) \quad (3.33)$$

3.11. Balance de energía unidimensional y estacionario

La sección 3.7.2 define el coeficiente global de transferencia de calor (U), que permite calcular la pérdida de calor total si la temperatura del fluido es constante. No obstante, en un conducto largo, el fluido pierde temperatura a medida que fluye, lo que significa que la temperatura está en función de la posición axial.

Para modelar este perfil de temperatura $T(x)$, se aplica un balance de energía en estado estacionario sobre un volumen de control diferencial de la tubería, de longitud dx .

El balance de energía de este elemento dx considera la energía que entra y sale producto del flujo másico transportado, asimismo, se debe considerar el calor transferido hacia o desde el entorno (pérdidas al ambiente y fuentes de calor externas).

Lo anterior se puede representar por una EDO de primer orden que gobierna el perfil de temperatura. La forma general de esta ecuación es:

$$\dot{m} \cdot c_p \cdot \frac{dT}{dx} = -q_{p\acute{e}rdida}(x) + q_{externo}(x) \quad (3.34)$$

La solución de esta ecuación diferencial aplicando una condición de frontera conocida, que puede ser la temperatura de entrada ($T(x = 0)$), permite determinar el perfil de temperatura axial del fluido. De igual forma, el perfil $T(x)$ permite verificar que la temperatura del fluido se mantiene por encima de los límites operativos críticos (como el punto de solidificación de la sal fundida) en toda la longitud L . Asimismo, determina la temperatura de entrega final ($T(L)$) y la pérdida térmica total que el sistema entrega al ambiente.

3.12. Análisis de irreversibilidades

Para complementar el análisis hidráulico y térmico basados en las secciones anteriores, se analiza la degradación de la calidad de la energía con el propósito de discriminar la ineficiencia en un sistema de transporte (en base a la Segunda Ley de la Termodinámica).

3.12.1. Generación de entropía

El método de minimización de la generación de entropía, expuesto por Bejan [6], es una herramienta útil para la optimización termodinámica. La tasa de generación de entropía, mide la energía degradada para realizar trabajo útil.

En un sistema de flujo interno con transferencia de calor (como una tubería convencional a alta temperatura), la entropía se genera por dos mecanismos principales:

- Irreversibilidad térmica: pérdida de calor por mecanismos de transferencia de calor a través de una diferencia de temperatura finita.
- Irreversibilidad por fricción: disipación de energía mecánica por fricción (caída de presión).

De acuerdo con Bejan [6], la tasa de generación de entropía es la suma de ambos componentes:

$$\dot{S}_{\text{gen,total}} = \dot{S}_{\text{gen},\Delta T} + \dot{S}_{\text{gen},f} \quad (3.35)$$

Donde:

$$\dot{S}_{\text{gen},f} = \frac{\dot{W}_{\text{fric}}}{T_{\text{fluido}}} \quad (3.36)$$

$$\dot{S}_{\text{gen,calor}} = \dot{Q}_{\text{loss}} \left(\frac{T_{\text{fluido}} - T_{\text{amb}}}{T_{\text{fluido}} T_{\text{amb}}} \right) \quad (3.37)$$

Por otro lado, es posible analizar la generación de entropía de manera adimensional relacionándola con la capacidad calorífica del flujo másico. Esta métrica, cuantifica el

costo termodinámico asociado al transporte del fluido y se define mediante la siguiente expresión:

$$\frac{\dot{S}_{\text{gen,total}}}{\dot{m}c_p(T)} \quad (3.38)$$

Según Awad [4], para determinar que mecanismo de disipación es dominante, se emplea el Número de Bejan (Be). Este indicador adimensional se define como la razón entre la entropía generada por efectos térmicos respecto a la entropía total.

$$Be = \frac{\dot{S}_{\text{gen},\Delta T}}{\dot{S}_{\text{gen,total}}} \quad (3.39)$$

El valor de Be varía entre 0 y 1, lo que permite clasificar el régimen de pérdidas del sistema:

- Si Be tiende a 1, el sistema es dominado por irreversibilidades térmicas. Por lo tanto, las estrategias de mejora deben enfocarse en este aspecto.
- Por el contrario, si Be tiende a cero, el sistema está dominado por irreversibilidades por fricción.

La evaluación de este indicador resulta esencial para el sustento metodológico de las propuestas de mejora, ya que orienta las intervenciones de optimización hacia el mecanismo de irreversibilidad predominante. De este modo, se asegura la mayor ganancia en la eficiencia energética del sistema.

Capítulo 4

Desarrollo

Las plantas CSP de receptor central, también conocidas como plantas de torre representan una tecnología de generación eléctrica gestionable y a gran escala. Se debe recordar, que a diferencia de la energía fotovoltaica, una planta CSP opera por medio de un ciclo Rankine con recalentamiento.

El sistema de captación de la radiación del sol consiste en un campo solar de miles de espejos móviles llamados helióstatos que rastrean al sol en dos ejes. Los helióstatos enfocan la irradiancia normal directa de forma continua sobre un punto focal fijo ubicado en la cima de una torre central: el receptor solar.

Según estudios de Fontalvo et al. [15], la concentración de energía puede alcanzar valores de 1 MW/m^2 , lo que resulta en temperaturas de hasta 600°C . Por ende, el desafío fundamental de una planta CSP no radica solo en capturar esta energía, sino también en transportarla eficientemente para su conversión en electricidad.

4.1. Metodología de trabajo

El estudio se plantea como un análisis técnico del sistema de transporte de sales fundidas de una planta CSP de receptor central. Este integra la modelación numérica con el uso de datos de operación reales.

En una primera etapa se realiza una recopilación y análisis de la información del sistema a partir de P&ID, planos isométricos, planos de planta y hojas de datos de equipos. El propósito no es solo documentar el circuito, sino también delimitar que parte del sistema se representa en el modelo numérico posterior. Es importante mencionar que desde este apartado, la modelación térmica del receptor solar queda fuera del alcance de este estudio.

Sobre la base de esta caracterización del sistema, se formula un modelo del siste-

ma de transporte en MATLAB. El modelo integra el comportamiento hidráulico y un modelo térmico simplificado del circuito. Con esta herramienta, se estiman parámetros que permiten reproducir el funcionamiento del circuito bajo condiciones estacionarias y se analizan como afectan distintas variables operativas y ambientales.

Dado el escenario anterior, se incorporan los datos operacionales proporcionados por la empresa con la cual se trabaja. Estos datos se presentan para analizarlos en conjunto con los modelos planteados. La comparación entre lo obtenido en el modelo y las condiciones de operación (o diseño) permite identificar desviaciones relevantes y evaluar su impacto sobre el comportamiento global del sistema, tanto en términos hidráulicos como térmicos.

A partir de los resultados extraídos de los análisis, se plantean escenarios de mejora orientados en la operación del sistema de bombeo. En particular, se deben seleccionar aquellas alternativas que evidencien un mejor uso de las bombas y una reducción del consumo energético.

El estudio se desarrolla bajo supuestos que buscan equilibrar la complejidad del sistema. Se considera operación en régimen estacionario y propiedades físicas obtenidas de referencias técnicas. En aquellos casos en que no se dispone de mediciones directas o de cierta información de diseño, se adoptan valores típicos de literatura o se introducen aproximaciones que se discuten en el desarrollo del trabajo.

Por último, es importante mencionar que toda la información de diseño y operación proporcionada por la empresa se utiliza con fines técnicos y académicos. Su tratamiento se realiza bajo un acuerdo de confidencialidad entre las partes, por lo que no se revela en su totalidad la documentación utilizada en este trabajo.

4.2. Fluido de trabajo y parámetros operacionales del sistema

El circuito de transporte de sales fundidas analizado en esta memoria utiliza como fluido de trabajo la mezcla eutéctica binaria de nitrato de sales conocida como sal solar, compuesta por un 60% de nitrato de sodio ($NaNO_3$) y un 40% de nitrato de potasio

(KNO_3) en peso.

La selección de este fluido define los parámetros operacionales fundamentales del sistema y, a la vez, sus propiedades termofísicas imponen los siguientes límites y características al circuito.

4.2.1. Rango de temperatura y presión operacional

El sistema está diseñado para operar en un rango de temperatura específico dictado por las propiedades del fluido.

- Límite inferior: como se revisó en el capítulo 2, la sal presenta un punto de fusión que empieza a notarse a los 240 °C de acuerdo con Blindú [7]. Por lo tanto, la operación por debajo de esta temperatura es imposible y su aproximación genera un riesgo de solidificación y/o aumento de presión en tuberías, válvulas y paneles del receptor solar.
- Límite superior: La sal comienza a sufrir descomposición térmica (oxidación) a valores cercanos a los 580-600 °C. Por lo tanto, operar a esa temperatura es ineficiente a corto y largo plazo.

Para asegurar un margen de seguridad operacional y optimizar el ciclo termodinámico, el circuito de sales fundidas de este trabajo se analizará bajo los parámetros de diseño establecidos:

- Temperatura del tanque de sales frías: 300 °C
- Temperatura del tanque de sales calientes: 565 °C

Con respecto a la presión, según estudios de Bauer et al. [5], una ventaja en el uso de las sales solares es su presión de vapor prácticamente nula en todo el rango de operación. Asimismo, a diferencia de trabajar con agua o vapor, que operan a presiones mayores de 100 bar, el sistema de sales fundidas opera en un rango de presiones de 1-60 bar aproximadamente dependiendo de la carga a la cual esté operando el sistema.

4.3. Requerimientos funcionales del sistema de transporte

A partir del contexto operacional y las propiedades del fluido de trabajo, se pueden definir los siguientes requerimientos que la configuración del sistema debe satisfacer.

- Absorción de calor en receptor solar: el sistema debe ser capaz de absorber la energía incidente sobre los paneles del receptor solar. El proceso debe ser controlado para asegurar que la temperatura de salida del fluido sea homogénea y se mantenga estable en su valor de diseño, previniendo la degradación química del fluido durante el proceso.

Para mantener una temperatura de salida estable de 565 °C, el sistema debe ser capaz de modular la energía transferida al fluido. La estrategia de control comúnmente empleada consiste en ajustar el flujo másico que circula por la zona de absorción. De este modo, si la radiación solar incidente disminuye, el caudal debe reducirse para incrementar el tiempo de residencia del fluido en el receptor solar, asegurando que alcance la temperatura de consigna. Por el contrario, si la radiación incidente aumenta, el caudal debe incrementarse proporcionalmente.

- Transportar y preservar la integridad del fluido: el sistema debe garantizar el movimiento del fluido entre los subsistemas principales. El transporte debe ser térmicamente eficiente y asegurar en todo momento la fase líquida del fluido, previniendo la solidificación en cualquier componente, tanto en operación normal como en estados transitorios o de parada.
- Transporte a almacenamiento y despacho: la función de este requerimiento es completar el transporte del fluido térmico caliente (565 °C) desde el receptor hasta el punto de distribución principal. Esta entrega de sal caliente es fundamental, ya que habilita la doble finalidad operativa de la planta:

1) Permitir el almacenamiento de energía térmica mediante el ingreso del fluido al tanque de sales calientes.

2) Permitir el transporte de energía térmica hacia el bloque de potencia para la generación.

4.4. Configuración del sistema de transporte de sales

Para satisfacer los requerimientos definidos en el apartado anterior, esta sección se enfoca en la descripción de la configuración física del sistema de sales fundidas. Para eso se describirán los componentes y equipos que integran el sistema, clasificados según su función principal dentro del conjunto.

Además, se presenta a continuación el esquema general del circuito de sales fundidas. Este diagrama integra los subsistemas de ascenso, intercambio de calor y descenso de sales, ilustrando la interconexión física de los equipos mecánicos y estáticos que se describirán en esta sección.

La representación gráfica permite visualizar la topología de la red, diferenciando mediante simbología las zonas de sales frías (300 °C) y calientes (565 °C). Asimismo, detalla la disposición de los componentes de línea críticos, tales como el conjunto de válvulas de control y los lazos de instrumentación asociados, estableciendo una visión unificada de la configuración del sistema desde la succión en el tanque de sales frías hasta la descarga en el tanque de sales calientes

Por consideraciones de formato y con el fin de preservar la legibilidad de los detalles técnicos, la figura 4.1 se presenta a página completa en la hoja siguiente. Cabe destacar que este esquema no solo sintetiza la configuración física del sistema, sino que servirá como base de referencia para la sección siguiente. En ella, se abordará la descripción funcional del circuito, detallando los distintos modos de operación que rigen el comportamiento del sistema de bombeo.

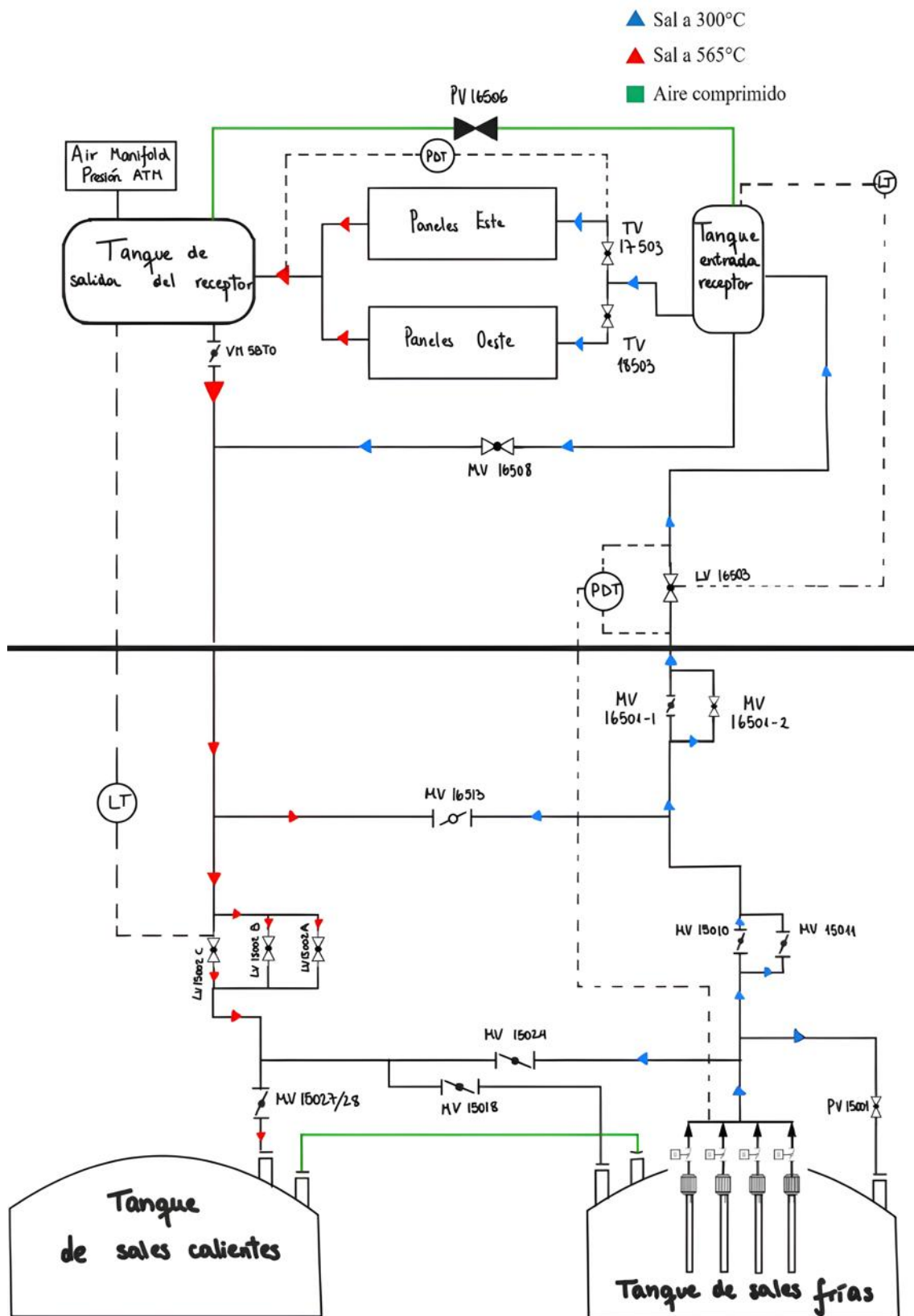


Figura 4.1: Esquema general del sistema de transporte de sales fundidas [Elaboración propia].

4.4.1. Equipos mecánicos rotativos

El componente principal del sistema de impulsión de sales es la bomba de sal fundida. El diseño seleccionado y probado en la industria CSP es una bomba vertical de eje de línea, la cual opera sumergida en el tanque de sales frías. Para este estudio se trabaja con cuatro unidades en paralelo como muestra la figura 4.1.

La elección de estar sumergida es una decisión que simplifica la configuración del sistema, ya que elimina la necesidad de componentes externos. No obstante, al tener parte del conjunto de la bomba sumergido, esta debe ser extraída verticalmente del tanque para realizar intervenciones de mantenimiento mayores.

Esta unidad abastece al receptor solar mediante la impulsión del fluido para superar la carga estática de la torre, situada típicamente entre 200 y 220 m, además de las pérdidas por fricción en la tubería de ascenso. Su operación permite el transporte de sales fundidas hasta una temperatura límite de 300-310 °C, condicionada por los materiales de fabricación del equipo.

Grupo funcional de bombeo de sales frías

El equipo de bombeo seleccionado para el sistema de sales frías es una bomba vertical sumergida, multietapa y de eje de línea fabricada por Flowserve de modelo 26APKC-5. La nomenclatura del modelo indica un diámetro del tazón difusor o bowl de 660.4 mm (26 in), el tipo de bomba es APK, la letra C indica que es de succión simple y el número 5 indica la cantidad de etapas que presenta cada bomba.

La bomba ha sido dimensionada por el fabricante para operar en un punto de diseño nominal (BEP) bajo las siguientes condiciones indicadas en la tabla 4.1, las cuales son la base para el diseño del sistema.

Tabla 4.1: Especificaciones técnicas de la unidad de bombeo de sales fundidas.

Parámetro	Valor / Unidad
Producto bombeado	Sal fundida
Temperatura de operación	290 °C
Densidad del fluido (ρ)	1.905 kg/m ³
Caudal de diseño (Q)	1.170,6 m ³ /h
Altura manométrica (H)	375,8 m
NPSH requerido ($NPSH_r$)	4,6 m
Sumergencia mínima	533 mm desde la campana de succión
Caudal mínimo continuo	351 m ³ /h
Diámetro de impulsor	533,4 mm / 21 in
Número de etapas	5
Velocidad máx. de rotación (n)	1.500 rpm
Eficiencia (η)	81,6 %
Potencia del motor instalado	635 kW
Número específico de revoluciones (n_q)	33,5 (flujo radial)

Con respecto al apartado de sumergencia mínima, la configuración física que debe presentar el equipo es la que se presenta en la figura 4.2, la cual equivale a 533 mm. Asimismo, se muestra que existe un nivel mínimo y máximo permisible al cual se puede encontrar el fluido por sobre las primeras etapas de la bomba.

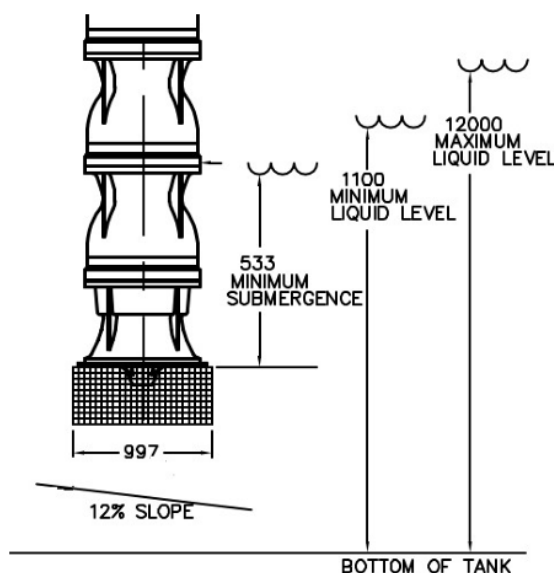


Figura 4.2: Sumergencia mínima que debe presentar el equipo de bombeo [14].

Por otro lado, el comportamiento hidráulico y el rendimiento del equipo se definen

por sus curvas características proporcionadas por el fabricante. La figuras 4.3 y 4.4 muestran el conjunto de curvas de rendimiento para revoluciones de 1200 y 1390 rpm. Las curvas de estudio son de altura, eficiencia, potencia y NPSHr, todas con respecto al caudal.

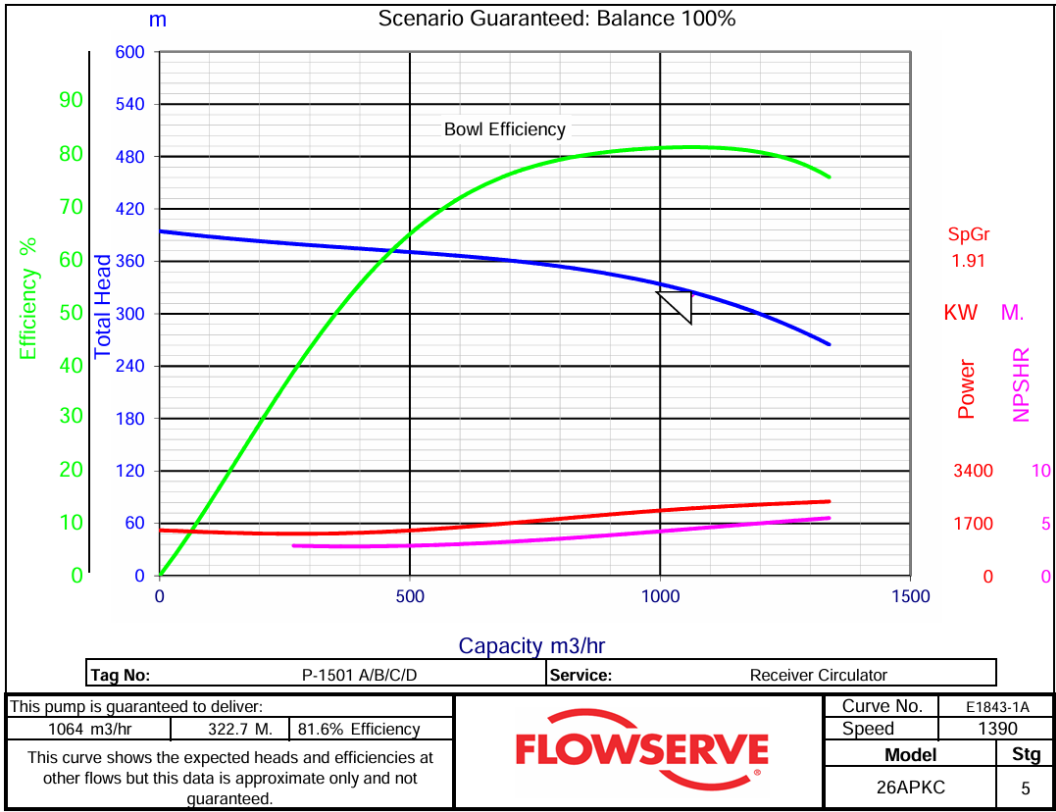


Figura 4.3: Curva característica de la bomba a 1390 rpm [13].

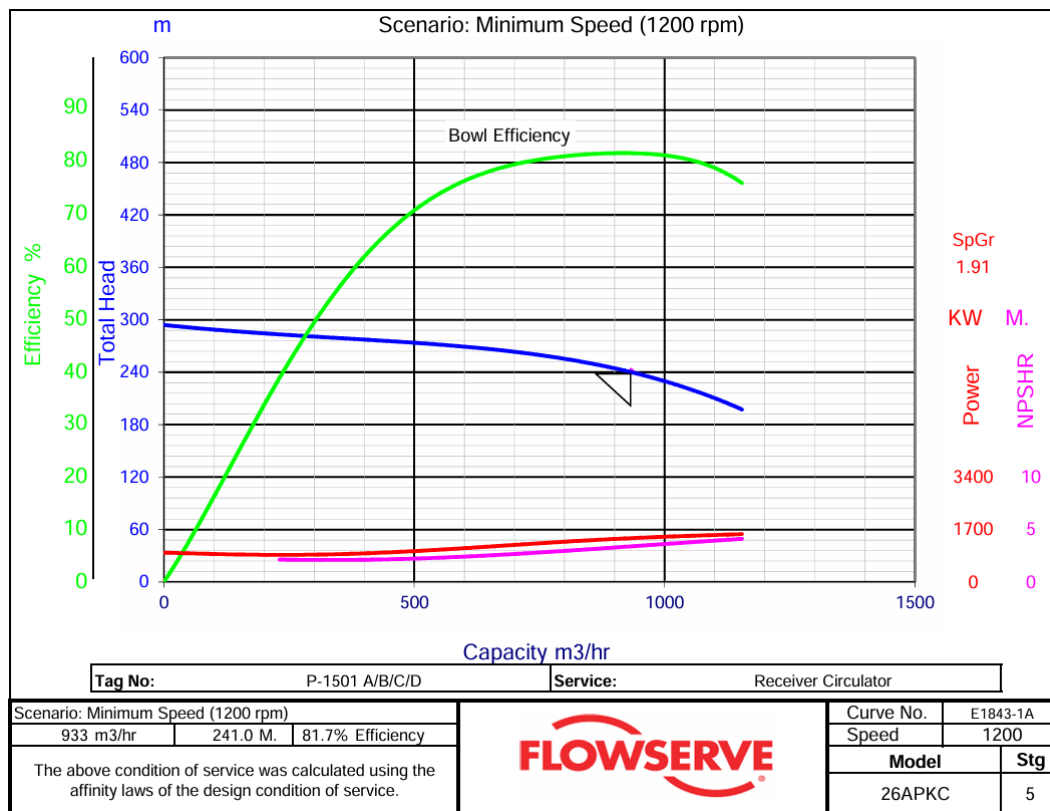


Figura 4.4: Curva característica de la bomba a 1200 rpm [13].

Cabe destacar, que si bien el diseño de la bomba es a una velocidad de rotación de 1500 rpm, en la práctica la bomba no supera las 1400 rpm, por lo tanto, se presentan solamente las curvas útiles para las secciones posteriores.

Continuando con la descripción de este equipo, es relevante revisar los datos constructivos y la selección de los materiales que permiten circular un fluido a alta temperatura y corrosividad.

La bomba de sales fundidas se enmarca en la categoría de bombas Verticales Tipo Turbina (VTP), las cuales se caracterizan por su diseño de arreglo vertical y difusores de tipo turbina. Este diseño es adecuado para aplicaciones de pozo húmedo, garantizando que al menos el primer impulsor permanezca sumergido en el fluido. La clasificación de este tipo de bomba corresponde a la API-VS1. Dentro de las características constructivas principales:

- Configuración vertical: dispone de un arreglo vertical, donde la descarga del flui-

do puede ubicarse por encima o por debajo del nivel de la placa de montaje.

- Etapas de impulsión: pueden configurarse con una o múltiples etapas, lo que permite alcanzar la altura manométrica requerida por el sistema.
- Tipo de impulsores: el diseño permite el uso de impulsores cerrados o semiabiertos.
- Construcción del eje: el eje puede ser de construcción extendida, con diseño abierto o cerrado.
- Lubricación de cojinetes: la lubricación de los cojinetes de la columna se realiza directamente por el producto bombeado (sales fundidas), lo cual es una característica crucial para aplicaciones de alta temperatura donde los lubricantes convencionales no son viables.
- Caja de sellado: la caja de sellado está sometida a la alta presión de descarga del fluido.
- Acople al eje del motor: puede ser rígido ajustable o flexible de láminas.

Para los materiales, se dispone de diversas combinaciones de materiales de construcción para atender las exigencias específicas de cada aplicación, especialmente la resistencia a la corrosión y alta temperatura del fluido.

Para el modelo de bomba analizado, la construcción emplea una combinación de materiales específicos. Los componentes estructurales como las columnas, los difusores, el soporte del motor y el filtro de láminas están fabricados en distintas calidades de acero al carbono. Los componentes internos, como los impulsores, el eje, las camisas del eje y los anillos de desgaste se fabrican con aceros aleados y diferentes tipos de acero inoxidable. La placa base es también de acero inoxidable, mientras que los cojinetes de los tazones son de hierro fundido. El conjunto se conecta al motor mediante un acoplamiento de láminas flexibles.

El accionamiento de la bomba se realiza mediante un motor eléctrico acoplado al eje. Las especificaciones de este conjunto son un motor de inducción trifásico con una potencia nominal de 3225 kW, frecuencia de 50 Hz, tensión nominal de 6600 V y una

velocidad nominal de 1491 rpm.

El componente fundamental para la operación del motor es su método de control; un variador de frecuencia. Este dispositivo es esencial ya que permite modular la velocidad de rotación de la bomba y, por lo tanto, ajustar de forma precisa el caudal impulsado hacia el receptor.

4.4.2. Equipos estáticos y sistema piping

Esta sección describe los equipos estáticos y los sistemas de tuberías que junto con el equipo rotativo, conforman el sistema de bombeo. Estos componentes se agrupan por su función principal: almacenamiento, intercambio de calor, transporte y control.

Tanque de sales frías

El tanque de sales frías actúa como depósito del fluido a la temperatura “fría” del ciclo (típicamente a 290-300 °C). Su función principal es proveer fluido y asegurar la succión sumergida del grupo de bombeo descrito anteriormente.

- Especificaciones: posee una capacidad de 21000 m³ y está fabricado en un tipo especial de acero al carbono. Sus dimensiones son de 50 m de diámetro aproximadamente y entre 13-15 m de altura.
- Protección térmica: para prevenir la solidificación y/o estratificación de las sales, el tanque está provisto de 14 resistencias eléctricas y un sistema de recirculación operado por las bombas de atemperación de sales, que son otro grupo distinto al que bombea las sales hacia el receptor solar.
- Límite de operación: se debe controlar que el tanque no supere los 370 °C durante trasvases de sales calientes a 565 °C. Esta restricción busca mitigar el riesgo de choque térmico producto del gradiente de temperatura que se genera entre el fluido y el material del tanque de sales que se encuentra en contacto con las resistencias eléctricas.

Tanque de sales calientes

Los tanques de sales calientes son los equipo de almacenamiento que reciben el fluido térmico a la temperatura máxima del ciclo (565 [°C]), proveniente del downco-

mer o bajada de las sales. Este tanque marca el punto final del sistema, delimitando así el alcance del análisis de transporte de sales realizado en este trabajo.

- Especificaciones: el sistema cuenta con dos tanques, cada uno con una capacidad útil de aproximadamente 11000 m³. Cada tanque tiene 35 m de diámetro y 14 m de altura de virola.
- Materialidad: debido a la alta temperatura, están fabricados de acero inoxidable resistente.
- Diseño: Cada tanque aloja sus propias bombas para suministrar sal fundida al grupo Generador de Vapor (GdV).
- Protección térmica: Al igual que con el tanque de sales frías, este equipo está provisto de 6 resistencias eléctricas por cada tanque para prevenir cambios que afecten la temperatura.

Tanque de entrada del receptor (*inlet tank*)

Es un depósito de sales frías situado en las cercanías de los paneles del receptor solar. Su función principal es asegurar un suministro continuo de sal (como mínimo de 60 s en caso de falla de las bombas de impulsión de sales). Este tiempo de 60 s es crítico para permitir el desenfoque de los helióstatos sin dañar los paneles.

El nivel del tanque es controlado por la válvula de control del *riser* o tubería de ascenso que será descrita posteriormente. La presión de este tanque es suplementada por aire comprimido que se mantiene sobre el nivel de la sal.

El aire comprimido es suministrado por un tanque esférico, cuya función principal es mantener el colchón de presión requerido en el tanque de entrada del receptor.

Tanque de salida del receptor (*outlet tank*)

Este tanque recolecta la sal caliente proveniente de los circuitos de los paneles de intercambio de calor del receptor. Su función principal es actuar como un volumen de seguridad a una temperatura de 565 °C.

Este tanque cilíndrico horizontal, que se encuentra a presión atmosférica mediante un air manifold, envía las sales de la torre a través del *downcomer* a los tanques de sales

calientes. Está diseñado para almacenar el 30% del volumen del tanque de entrada del receptor.

Paneles del receptor solar

Los paneles son el equipo principal de intercambio de calor del receptor. La configuración completa consta de 16 paneles en total, los cuales están dispuestos en dos circuitos independientes de 8 paneles cada uno, conectados en serie. Para recibir radiación gran parte del día, el sistema de paneles se divide en dos partes: una mitad mira hacia el Este (amanecer) y la otra mitad mira hacia el Oeste (atardecer).

Cada uno de los 16 paneles mide aproximadamente 18.4 m de altura por 4 m de ancho proporcionando una superficie radiada de 65-70 m². Un panel está conformado por un haz de 74 tubos verticales (resultando en 148 tubos por paso). Estos tubos están fabricados por materiales especiales y sus dimensiones principales son; diámetro de 50.8 mm y espesor de pared de 1.5 mm.

La superficie total de los tubos está cubierta con un recubrimiento de pintura negra especial que mejora la capacidad de absorción hasta un 95%.

Tubería de ascenso

La tubería de ascenso o *riser* es el sistema de tuberías que implementa el transporte vertical del fluido. Su función es transportar la sal fundida a la temperatura fría desde el colector de descarga de las bombas del tanque de sales frías hasta el tanque de entrada del receptor ubicado en la cima del receptor.

La especificación de diseño de esta línea, dictada por los planos isométricos, es la siguiente:

La primera sección, correspondiente a las líneas de descarga de las bombas (4 bombas en paralelo) tiene un diámetro nominal de 0.4064 m. El material especificado es ASTM A106 (acero al carbono), con un espesor de pared de SCH 80 según la ASME B36.10.

La segunda sección, que corresponde al colector principal y al ascenso por la torre, tiene un diámetro nominal de 0.6096 m. La transición de 0.4064 m a 0.6096 m se realiza mediante accesorios tipo Tee y expansiones específicas.

En cuanto a las longitudes, las cuatro líneas de bombeo presentan las siguientes dimensiones en el tramo que va desde la descarga de la bomba hasta el colector común que las agrupa.

- Bomba A: 16.389 m.
- Bomba B: 14.019 m.
- Bomba C: 13.970 m.
- Bomba D: 15.956 m.

Posteriormente, una vez unificado, el colector principal de DN 24 [in] inicia un recorrido horizontal con una pendiente positiva del 7%. Dicho trazado está compuesto por segmentos rectos con longitudes de 20 m, 11.5 m y 10 m. Estos tramos se conectan entre sí mediante varios codos de 90 ° antes de comenzar el ascenso vertical.

Tras completar el recorrido horizontal, la tubería inicia el ascenso principal hacia el tanque de entrada del receptor. Como muestran los isométricos, se emplea un uso recurrente de codos de 45 °. Esta configuración genera un trazado compuesto por largos tramos diagonales que alcanzan longitudes de tubería de 16 m y elevaciones verticales de aproximadamente 11 m. A estos se suman tramos rectos (horizontales y verticales) más cortos, destinados a la conexión e instalación de accesorios.

Finalmente, es crucial delimitar el alcance de los isométricos, ya que estos solo abarcan el trazado hasta la conexión con el receptor solar. Por consiguiente, omiten un tramo subsecuente de tuberías y accesorios que es relevante para este estudio. Dicho segmento corresponde principalmente a la sección que incluye la válvula LV-16503 (control del tanque de entrada) y la válvula MV16501-1 (ver figura 4.1).

Es preciso indicar que las longitudes no acotadas (o no especificadas) en los isométricos se estimarán, tomando como referencia las proporciones dimensionales observadas en el *downcomer*.

Tubería de descenso

La tubería de descenso o *downcomer* es el sistema de tuberías que transporta la sal caliente por gravedad. Su función es conducir el fluido desde el tanque de salida del receptor, ubicado en la cima de la torre central, hasta los tanques de sales calientes en la base. Esta tubería opera a la temperatura máxima del sistema (565 °C).

El material especificado en los isométricos es ASTM A312 GR. TP347H, que es un acero inoxidable austenítico seleccionado por buena resistencia a la fluencia y corrosión a altas temperaturas.

El *downcomer* se compone principalmente de una tubería de 0.6096 m de DN. Sin embargo, este trazado no es uniforme y presenta variaciones tanto en su diámetro como en su espesor. En cuanto al diámetro, incluye una expansión final (de 0.6096 m a 0.9652 m) en la llegada al tanque de sales calientes. En cuanto al espesor, a diferencia del riser, utiliza una combinación de diferentes espesores de pared en lugar de uno solo, dichos espesores incluye el SCH 10S, SCH 40S y SCH 80S de acuerdo a la ASME B36.10.

La ruta por la cual circula la sal caliente se origina en la boquilla del tanque de salida del receptor. Desde este punto, inicia un descenso que suma una longitud total de tubería de 454 m.

La configuración, al igual que la tubería de ascenso, no consiste en un tramo vertical directo, sino en una secuencia de segmentos horizontales, verticales y diagonales que compensen el peso de la sal fundida por gravedad. Una característica relevante identificada en los isométricos, es el uso frecuente de curvas de radio amplio (ej. 2400 mm) en lugar de codos estándar para gestionar los cambios de dirección.

Por último, a lo largo de este recorrido, se instalan componentes críticos para el control de la caída del flujo, destacando la presencia de orificios de restricción y válvulas de control que serán descritas en la siguiente sección.

Válvulas presentes en el sistema de sales

En el sistema de sales, existen grupos de válvulas que cumplen funciones específicas en la operación. Dada la naturaleza del fluido, estos equipos deben ser capaces de

operar a alta temperatura y gestionar el riesgo de solidificación.

A continuación, se describen los grupos de válvulas principales, ordenados desde el inicio del flujo (tanque de sales frías) hasta la llegada al tanque de sales calientes.

En la descarga de cada una de las cuatro bombas de sales frías (A/B/C/D) que muestra la figura 4.1 se instalan tres válvulas en cada línea:

- Válvula de retención (duo check): ubicada después de la bomba, previene el flujo inverso de sal desde el colector de alta presión hacia la bomba cuando esta se encuentra detenida.
- Válvula de venteo: válvula tipo mariposa (todo-nada) que permite ventear la línea.
- Válvula de corte: Válvula automática de tipo mariposa que permite el paso del fluido y aísla la bomba del colector de descarga.

Posteriormente, en la tubería de ascenso, están las válvulas que se encargan de aislar zonas del sistema respecto a otras. Por ejemplo:

- Válvula de aislamiento (MV-15010): válvula tipo mariposa que aísla el riser con el colector de descarga de las bombas. En las secciones posteriores se explicará su modo de funcionamiento.
- Válvula de aislamiento (MV-16501-1): similar a válvula anterior, con la diferencia de que aísla la tubería de ascenso con el tanque de entrada del receptor.

Previo al tanque de entrada del receptor se ubica la válvula de control principal del riser (LV-16503). Su función es regular el caudal de sales fundidas con el objetivo de controlar el nivel de sal en dicho tanque.

Como se detallará en secciones posteriores, su operación es más compleja, ya que cumple una doble función: además de ser clave en el control de nivel del tanque de entrada del receptor, integra el lazo de control cerrado que comanda al variador de frecuencia para regular las revoluciones de la bomba.

Una vez superada la tubería de ascenso, la operación del sistema se sustenta en la integración funcional del conjunto tanque de entrada del receptor, paneles de intercambio de calor y tanque de salida del receptor. Las válvulas descritas en este apartado pertenecen a este bloque operativo y son las responsables de regular los flujos de sal fundida y aire comprimido para garantizar la seguridad y operación del sistema.

- Válvulas de control de paneles (TV-17503/TV-18503): estas válvulas regulan el flujo de entrada de sal a los dos circuitos de paneles (este y oeste). Su función es controlar el caudal con el fin de asegurar una temperatura de salida de los paneles de 565 °C mediante un lazo de control cerrado.
- Válvulas de control de presión: se encargan de gestionar el colchón de aire comprimido del tanque de entrada del receptor. La válvula PV-40501 controla la presión en el tanque de aire comprimido, mientras que la válvula PV-40502 regula la presión de aire sobre la sal en el tanque de entrada del receptor.
- Válvula de balance (PV-16506): esta válvula asiste en el control de nivel y presión del tanque de entrada del receptor permitiendo aliviar hacia el tanque de salida del receptor.

Aguas abajo del tanque de salida del receptor comienza el descenso de las sales por medio de la gravedad. Los equipos que regulan y permiten el paso del flujo en este tramo son los siguientes.

- Válvula de paso (VM-5BT0): válvula todo-nada que cumple la función de abrir el paso desde el tanque de salida del receptor hacia la tubería de descenso.
- Válvulas de control del downcomer (LV-15002 A/B/C): este grupo principal de control compuesto por 3 válvulas cumplen la función de regular el nivel de sal fundida en el tanque de salida del receptor.
- Válvulas de paso (MV-15027/28): son dos válvulas que permiten la entrada de flujo a cada uno de los tanques de sales calientes.
- Válvula de paso (MV-15018): permite el desvío del flujo de sales calientes hacia el tanque de sales frías en caso de no cumplir con la temperatura mínima para entrar al tanque de sales calientes o por paradas/recirculaciones necesarias.

Adicionalmente, existen dos válvulas más que se detallarán al abordar el modo de operación del sistema de sales: la MV-16513 y la MV-15024.

Sistema de traceado eléctrico

Dada la naturaleza del fluido, la gestión térmica es un requisito de seguridad fundamental en la operación de la planta. Según las especificaciones técnicas del proveedor (SQM), la sal comienza a cristalizar por debajo de los 238 °C, recomendándose su manipulación operativa por encima de los 260 °C. Para evitar cualquier riesgo de solidificación en el interior de tuberías, válvulas y equipos se implementa un sistema de precalentamiento eléctrico.

El sistema de traceado eléctrico consiste en circuitos de elementos (cables) calefactores instalados en contacto directo con los equipos, es decir, por debajo del aislamiento térmico. Su función es convertir energía eléctrica en calor para elevar y mantener la temperatura de las superficies metálicas antes y durante la admisión de sal en el sistema.

Asimismo, el traceado debe cubrir la mayoría de los componentes del circuito, incluyendo:

- La totalidad de las tuberías por las cuales circula sal fundida (excepto los tubos de los paneles de intercambio de calor).
- Las válvulas (cuerpos y bonetes).
- Equipos de seguridad como válvulas de alivio de presión y discos de ruptura.
- El tanque de entrada y salida del receptor.
- Los caudalímetros o flujómetros.

Es importante mencionar que no todos los equipos utilizan el traceado eléctrico descrito. Los tubos de los paneles no emplean resistencias eléctricas, sino que son precalentados mediante la radiación solar incidente (modo de precalentamiento del campo solar).

Aislamiento térmico

El objetivo del aislamiento térmico es minimizar las pérdidas energéticas y mantener la eficiencia del ciclo. El aislamiento se configura mediante un esquema multicapa diseñado para resistir las temperaturas de operación de la tubería de ascenso y descenso.

- Capa de aislante: el material seleccionado para el aislamiento térmico es lana de roca, la cual se aplica en capas para asegurar la retención del calor. El espesor del aislamiento ha sido determinado específicamente según la temperatura de operación de cada línea, estableciéndose un espesor de diseño de 190 mm para la tubería de ascenso y de 275 mm para la tubería de descenso.
- Aislante metálico: toda la capa de aislante está protegido externamente por una placa metálica de aluminio o acero inoxidable. La función es proteger el material aislante de las condiciones ambientales adversas.

4.5. Descripción funcional y modos de operación

La operación del sistema de sales fundidas es un proceso regido por el Sistema de Control Distribuido (DCS). En esta sección se detalla la secuencia operativa que permite transitar desde el estado de puesta en marcha hasta el estado nominal, garantizando la integridad térmica e hidráulica de los componentes.

4.5.1. Preparación y precalentamiento

Antes de iniciar cualquier maniobra hidráulica, el sistema debe cumplir con las condiciones de permisividad térmica para evitar el choque térmico y la solidificación. Todo el sistema de traceado eléctrico debe estar activo (modo precalentamiento), asegurando que la temperatura de tuberías y equipos sea superior al punto de seguridad. Durante la operación, el tanque de sales frías y sales calientes deben mantener una presión positiva controlada, típicamente entre 10-20 mbarg, para evitar la entrada de aire húmedo al sistema, véase la línea color verde entre ambos tanques de sales de la figura 4.1.

4.5.2. Modo llenado de riser y downcomer

El objetivo de esta etapa es llenar las columnas de tuberías verticales y establecer una circulación estable por el circuito de bypass, aquí es donde empieza a ser importante la válvula MV-16513.

La operación del grupo funcional de bombeo solo involucra el uso de una bomba en este modo de operación. Su secuencia se puede describir de la siguiente manera:

- Una vez superado los permisivos del arranque de la bomba, se debe arrancar de manera suave para evitar golpes y para dar tiempo de ventear y abrir la impulsión de la línea de trabajo.
- Se abre la línea de venteo individual de cada bomba (MV-15006/7/8/9). La función es eliminar el aire de la descarga de la bomba inmediatamente después de arrancar para evitar sobrepresiones en el sistema.
- Se abren las válvulas de corte XV-15001/2/3/4 tras un breve retardo. Este tiempo permite que el motor arranque a potencia mínima al operar con caudal cero ($Q = 0$), lo que asegura un arranque estable de la bomba.
- Se cierra la línea de venteo individual cuando XV-15001/2/3/4 está abierta.
- Se abre el venteo del colector común (MV-15012) y se cierra con retardo de 15 s.
- Abrir válvula PV-15001 al 25%, después de 10 s ceder el manejo a su lazo de control que configura el caudal de mínima recirculación. De esa forma se garantiza caudal mínimo con la bomba recién arrancando.

Una vez completadas las etapas anteriores, el colector de descarga de las bombas se conecta con la tubería de ascenso mediante el conjunto de válvulas automáticas MV-15010/11, encargadas de aislar el sistema de bombeo del *riser* y del receptor solar. La secuencia operativa inicia con la apertura de la MV-15011, una válvula de menor diámetro cuya función es igualar las presiones entre el colector de descarga de las bombas y el *riser*, facilitando el llenado inicial. Al alcanzarse el equilibrio de presión (verificado mediante la señal diferencial de los transmisores), se activa automáticamente la apertura de la válvula principal MV-15010 y de la MV-15024, permitiendo el llenado del *riser* y del *downcomer* respectivamente.

Se considera finalizada la etapa de llenado una vez que el *downcomer* alcanza su nivel de consigna (o referencia). A partir de este punto, el sistema ejecuta la transición hacia el modo de operación *bypass* del receptor.

4.5.3. Modo Bypass Receptor

Antes de iniciar el modo *bypass* receptor, es necesario validar una serie de permisivos operativos. En concreto, se debe confirmar que la válvula MV-16513 esté abierta,

que los tubos de los paneles se encuentren vacíos y que las tuberías de ascenso y descenso estén completamente llenas y venteadas.

El modo *bypass* del receptor inicia con la apertura de la válvula MV-16513 con el propósito de igualar presiones entre el *riser* y el *downcomer*. Previo a la carga de los paneles, se debe ejecutar el venteo de los mismos para purgar el aire. Posteriormente, se habilita el llenado a través de las válvulas de control TV-17503 y TV-18503; esta operación se realiza bajo estrictos parámetros de seguridad, utilizando un punto de consigna de velocidad limitado y con la sal fundida a una temperatura de 280-290 °C. La maniobra concluye al detectarse nivel en el tanque de salida (ubicado en la cota más alta del receptor) lo que garantiza el llenado completo del sistema. Una vez confirmada esta condición, se procede al cierre de venteos y drenajes. Finalmente, tras recibir la señal de SR Filled Up, el Campo Solar (*Solar Field*) conmuta al modo *preheating* para iniciar el calentamiento del fluido por medio del enfoque de los helióstatos.

Posteriormente, se debe realizar la transición al modo potencia, el cual tiene 3 objetivos: cerrar los caminos auxiliares del sistema de bombeo, dar autoridad a la válvula del tanque de entrada del receptor (LV-16503) y habilitar el modo potencia.

Para cumplir lo anterior, se realiza lo siguiente:

- Cierre de válvula bypass MV-16513 en un lapso de tiempo de 60 s.
- El control de las bombas cambia por el diferencial de presión de válvula LV-16513.
- Si la temperatura de las sales calientes están por sobre los 520 °C, se procede a abrir una de las válvulas MV-15027/28 con destino al tanque de sales calientes. De lo contrario, se mantiene abierta la válvula con descarga hacia el tanque de sales frías (MV-15018).

4.5.4. Modo potencia - operación nominal

En este modo se debe cumplir la condición de entrada de señal SR ON y que la temperatura relacionada al *downcomer* y tanque de sales calientes sea mayor o igual a 540 °C.

En régimen nominal, el ciclo de circulación sigue una secuencia cronológica definida. El fluido parte del tanque de sales frías y asciende por el *riser* hacia el tanque de entrada del receptor. Desde allí, atraviesa los paneles para ganar temperatura y descarga en el tanque de salida. Finalmente, la sal baja a través del *downcomer* hasta ser almacenada en el tanque de sales calientes.

El control y la operación debe ser tal, que cumpla con las siguientes condiciones:

- La operación del grupo de bombeo se basa en una configuración de 4x33%: cuatro unidades idénticas dimensionadas para que tres de ellas cubran la demanda total. En condiciones normales, el sistema utiliza 3 bombas en paralelo para cargas altas, manteniendo una en reserva para seguridad. Si la carga disminuye, el sistema es capaz de modular su funcionamiento operando con solo 2 bombas.
- Las válvulas de control TV-17503 y TV-18503 son las encargadas de regular el caudal para lograr una rampa de calentamiento controlada. El objetivo es que la temperatura suba de 300 a 565 °C en un intervalo de 10 minutos ($\Delta t = 10 \text{ min}$). Esta restricción de tiempo tiene como propósito limitar los gradientes térmicos y evitar cambios bruscos de temperatura en los materiales.
- La válvula LV-16513 mantiene el nivel del tanque de entrada del receptor y controla por medio de un lazo cerrado al grupo funcional de bombeo.
- La válvula PV-15001 (mínima recirculación) se debe mantener cerrada y solo actúa en caso de que el caudal útil disminuya drásticamente.
- La válvula PV-16506 (balanceo) se mantiene idealmente cerrada, no debe drenar presión del tanque de entrada del receptor.
- Todas las ramas auxiliares (venteos, *bypass* y drenajes) se mantienen cerradas.

4.5.5. Descripción de lazos de control del grupo funcional de bombeo

Cada bomba tiene un variador de frecuencia para adaptar las revoluciones a los requerimientos de caudal del sistema. El control del grupo de bombas de impulsión se basa en una estrategia de control por posición de la válvula de control principal de la

tubería de ascenso. El objetivo es adecuar la velocidad de bombeo para que la válvula LV-16503 se mantenga siempre en un porcentaje de apertura fijo y óptimo. La idea es asegurar que la válvula conserve su autoridad de regulación ante cualquier demanda de caudal.

Para materializar esta estrategia de control, se considera lo siguiente:

- Variable de proceso: la posición real de apertura (% de apertura) de la válvula LV-16513, medida por el transmisor de posición LZIC-16503.
- Punto de consigna: se establece un valor de consigna fijo para la apertura de la válvula, típicamente entre el 60% y el 70%. Este punto representa el equilibrio donde la válvula tiene la mejor capacidad de respuesta.
- Variable manipulada: el controlador ajusta la velocidad de rotación (rpm) de los motores de las bombas mediante los variadores de frecuencia.

El funcionamiento del lazo responde a la interacción con el control de nivel del tanque de entrada del receptor.

- Aumento de demanda: si el nivel del tanque de entrada baja, el controlador de nivel ordenará abrir la válvula LV-16503.
- Reacción de LZIC: el controlador de las bombas detectará que la posición de la válvula ha superado el *set point* (por ejemplo, si la válvula se abre un 75% cuando el objetivo es 70%).
- Para retornar la válvula a su posición óptima sin afectar el caudal, el controlador incrementa la velocidad de rotación de las bombas. Este aumento en la carga de bombeo permite que la válvula reduzca su apertura progresivamente, hasta estabilizarse nuevamente en su *set point* del 70%.

El número de bombas en operación se gestiona automáticamente en función de las capacidades del controlador.

- Entrada de bomba: si el controlador solicita aumentar las rpm para mantener el punto de consigna de la válvula y las bombas activas alcanzan su punto óptimo de operación, el sistema arranca automáticamente una bomba adicional.

- Salida de bomba: si la demanda disminuye y la válvula tiende a cerrarse por debajo del *set point*, el controlador reducirá las rpm. Si se alcanza la velocidad mínima (1200 rpm), se detendrá una bomba para mantener la eficiencia del grupo.

4.5.6. Descripción del control de recirculación mínima

El lazo gobernado por la válvula PV-15001 constituye el sistema de seguridad primario del grupo de bombeo. A diferencia de la descripción anterior, la función de este control no es satisfacer la demanda del proceso, sino asegurar la integridad mecánica de las bombas evitando su operación en la zona de shut-off (apagado o caudal nulo).

Debido a la dificultad de medir caudales bajos con precisión en sales fundidas, este lazo no utiliza un caudalímetro directo como variable de proceso. En su lugar, utiliza la altura dinámica total calculada como una variable inferida para estimar el caudal, basándose en la curva característica de la bomba (una alta presión de descarga indica con certeza un bajo caudal).

La configuración interna del controlador se articula mediante los siguientes parámetros:

- Variable de proceso: es la altura dinámica total (TDH) desarrollado por el grupo de bombas. Este valor no se mide directamente, sino que es calculado por el DCS en tiempo real utilizando la presión de descarga del colector (PT-15049), el nivel del tanque de succión y la densidad del fluido corregida por temperatura.
- Punto de consigna: no es un valor fijo, se calcula mediante una fórmula lineal en función de la velocidad actual de las bombas. El límite se establece al 98% del TDH máximo tomando como indicador las rpm de operación y el número de unidades de bombeo en funcionamiento.

La lógica es que si la presión se acerca al 98% de la presión máxima posible, el sistema asume que el caudal está cerca del valor cero.

- Variable manipulada: la apertura de la válvula de recirculación PV-15001, la cual retorna el flujo de sales desde el colector de descarga hacia el tanque de sales frías.

El controlador opera bajo una lógica de protección directa:

- Detección de bajo caudal: si la válvula principal del *riser* se cierra debido a un aumento en el nivel del tanque de entrada del receptor, la presión de descarga de las bombas aumentará de acuerdo con su curva de operación.
- el controlador compara el TDH calculado con el límite de seguridad (*set point*).
- Acción correctiva: si el TDH alcanza el *set point*, la válvula PV-15001 se abre. Esto desvía el flujo hacia el tanque de sales frías, asegurando que las bombas mantengan su caudal mínimo de recirculación, incluso si la línea principal hacia el receptor se encuentra bloqueada.

Una vez definida la configuración física, los componentes críticos y la lógica operativa del sistema, se cuenta con la base técnica necesaria para proceder a la evaluación cuantitativa de su desempeño.

La siguiente sección aborda el modelamiento del sistema de bombeo, integrando las especificaciones de diseño definidas anteriormente con los fundamentos físicos del marco teórico. De esta forma, se construye una herramienta computacional para cuantificar el comportamiento termohidráulico del fluido, cuyos resultados se deben comparar con datos operativos reales para validar su exactitud.

4.6. Modelo hidráulico del sistema

Previo a la formulación del modelo, es necesario delimitar el tramo de tubería y accesorios que definen la curva del sistema. Para efectos de este análisis se establece que el circuito a evaluar comprende desde el tanque de sales frías de las bombas de impulsión hasta el tanque de salida del receptor (véase figura 4.1).

Esta delimitación se fundamenta en la condición operativa del tanque de salida, el cual se encuentra abierto a la atmósfera y fija una presión manométrica nula en ese punto. Por lo tanto, la carga dinámica requerida por las bombas se limita a vencer la altura geométrica y las pérdidas por fricción hasta dicho depósito. Los tramos subsiguientes correspondientes al *downcomer* y la descarga a los tanques de sales calientes operan por gravedad, por lo que no forman parte del cálculo de la curva del sistema.

Para la realización del modelo se definieron las variables geométricas y operativas en base a lo mostrado por los planos isométricos y las hojas de datos de los equipos. Estas variables son los parámetros de entrada que permiten ejecutar el código del software MATLAB.

Las propiedades hidráulicas clave de la sal solar (densidad y viscosidad) se obtienen de acuerdo con las ecuaciones 3.1 y 3.2 de la sección del marco teórico y se presentan en la tabla 4.2.

Tabla 4.2: Propiedades de las sales fundidas a 300 °C.

Parámetro	Valor / Unidad
Densidad (ρ)	1.899,2 kg/m ³
Viscosidad Dinámica (μ)	0,00326 Pa · s
Gravedad (g)	9,81 m/s ²

Geometría de la tubería de ascenso

La tubería de ascenso se caracteriza como una tubería de acero al carbono (ASTM A106) con un diámetro interno de 0.5422 [m] (NS 24 ASME B36.10 SCH 80) y una longitud equivalente de 455 [m]. La rugosidad absoluta de acuerdo con Crane Co. [10]

para un acero al carbono comercial es de 0.000045 [m].

Es importante señalar que los isométricos no detallan el tramo comprendido entre las válvulas MV-16501-1 y LV-16503. Ante esta falta de información, se estima que la longitud total de la tubería de ascenso es equivalente a la de descenso (*downcomer*), dado que esta última cubre la totalidad del recorrido vertical.

Por otro lado, según los planos entregados por el responsable de oficina técnica, la diferencia de cota entre la descarga de las bombas (25 m) y el tanque de salida del receptor (227 m) es de 202 m.

4.6.1. Formulación de la curva del sistema

La curva del sistema (H_{sis}) se determinó mediante la adición de tres componentes: la carga estática, las pérdidas de carga en la tubería de ascenso y la caída de presión en los paneles de intercambio de calor. La elección de este sistema se justifica porque el tanque de salida del receptor opera a presión conocida, igual a la presión atmosférica, lo que fija de manera clara la condición de descarga del circuito de análisis.

$$H_{sis}(Q) = H_{estática} + H_{riser}(Q) + H_{receptor}(Q) \quad (4.1)$$

4.6.2. Pérdidas por fricción y accesorios de la tubería de ascenso

Las pérdidas de carga en la tubería de ascenso se calcularon sumando las pérdidas por fricción y las pérdidas locales. Para el cálculo de fricción se aplica la ecuación 3.8 de Darcy-Weisbach. A modo de resumen se presenta la tabla 4.3 que permite calcular las pérdidas por fricción.

Tabla 4.3: Parámetros geométricos e hidráulicos del *riser* para el rango operativo.

Tramo	L [m]	D_i [m]	ϵ/D_i [-]	Q [m ³ /h]	c [m/s]	f [-]
<i>Riser</i>	455	0.5422	8.30×10^{-5}	1000	1.20	0.0147
				3500	4.21	0.0129

El factor de fricción se determinó en función del número de Reynolds y la rugosidad relativa del material. Dado que el flujo opera en régimen turbulento, se hace uso

de la ecuación 3.9 de Colebrook-White. Asimismo, dada la naturaleza implícita de la ecuación, el algoritmo de cálculo resuelve el factor de fricción mediante un método iterativo de punto fijo para cada paso de caudal. Específicamente, para la malla de caudales de trabajo (1.000 - 3.500 m³/h), el número de Reynolds varía entre 3.80×10^5 y 1.33×10^6 respectivamente.

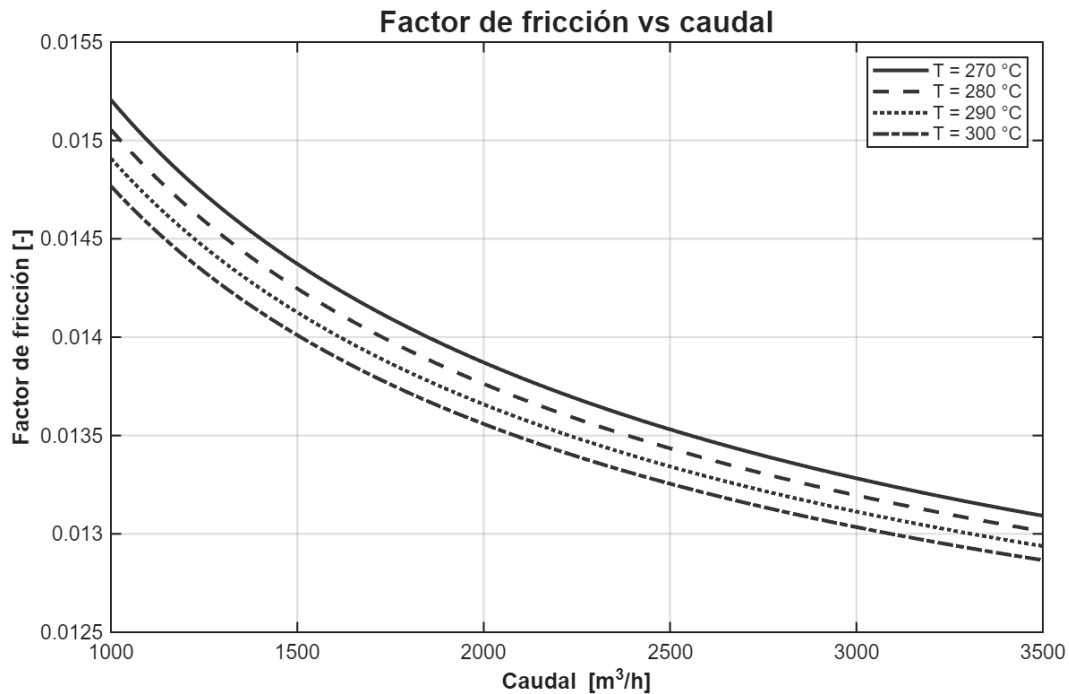


Figura 4.5: Comportamiento del factor de fricción bajo distintas temperaturas y flujos de operación [Elaboración propia].

Del gráfico se desprenden tres conclusiones principales:

- Tendencia decreciente: todas las curvas bajan a medida que aumenta el caudal. Físicamente, esto pasa porque al aumentar la velocidad del fluido, aumenta linealmente el número de Reynolds. Esto hace que el factor de fricción disminuya hasta estabilizarse en un valor fijo, definido por la rugosidad de la tubería.
- Efecto de la temperatura: hay un orden claro: a menor temperatura, mayor es la fricción. Por ejemplo, el factor de fricción para la curva de 270 °C es 2.84% mayor que a 300 °C para bajos caudales. Este valor disminuye a 1.72% para caudales altos. Esto se debe a que la sal fundida es más viscosa cuando está más fría; al tener mayor viscosidad, el Re disminuye y la fricción aumenta.

- Sensibilidad: lo más importante es fijarse en la escala del eje de las ordenadas. La diferencia entre operar a 270 °C o 300 °C es leve (df=0.0003). Si bien la temperatura afecta, el cambio es mínimo. Por lo tanto, el sistema depende mucho más de la rugosidad de la tubería que de la viscosidad del fluido.

De esta forma las pérdidas por fricción considerando los datos de la tabla 4.3 quedan de la siguiente manera.

$$h_j = 0.0147 \cdot \left(\frac{455.00}{0.5422} \right) \cdot \left(\frac{1.20^2}{2 \cdot 9.81} \right) = 0.905 \text{ m} \quad (4.2)$$

$$h_j = 0.0129 \cdot \left(\frac{455.00}{0.5422} \right) \cdot \left(\frac{4.21^2}{2 \cdot 9.81} \right) = 9.78 \text{ m} \quad (4.3)$$

4.6.3. Pérdidas de carga en válvulas del sistema

Para la determinación de las pérdidas de carga locales, se define la trayectoria hidráulica correspondiente a la operación nominal del sistema (modo potencia). En este escenario, el fluido es impulsado desde el tanque de sales frías hacia el tanque de entrada del receptor, considerando cerradas todas las válvulas de recirculación, bypass y líneas auxiliares. Sobre esta configuración específica, los coeficientes de resistencia se determinan aplicando la metodología establecida por Crane Co. en su literatura técnica sobre flujo de fluidos [10].

En el cálculo de las pérdidas en las válvulas del sistema se empleó la correlación hidráulica que vincula el coeficiente de flujo con el coeficiente de resistencia. Esta formulación, permite determinar el valor de K en función del diámetro interno de paso. Además, se debe asumir una condición de apertura total para el cálculo de resistencia mínima.

La relación utilizada de acuerdo con Crane Co. [10] se expresa de la siguiente manera:

$$C_v = \frac{29.9 \cdot d^2}{\sqrt{K}} \quad (4.4)$$

Con d como el diámetro interno en pulgadas.

Si se despeja para el coeficiente de resistencia K:

$$K = \frac{894 \cdot d^4}{C_v^2} \quad (4.5)$$

Para las válvulas de corte automático, se utilizó como referencia técnica el catálogo de la serie Vanessa 30,000 Rotary Process Valve del fabricante Pentair [24].

La adopción de este estándar para todas las válvulas todo/nada se fundamenta en que la válvula de aislamiento (MV-16501-1) corresponde, por especificación de diseño, a este modelo y fabricante. De esta forma, siguiendo un criterio de estandarización para servicios críticos de sales fundidas, se aplican las características técnicas de esta serie al resto de las válvulas de aislamiento (XV-15001/2/3/4 y MV-15010). Se asume que todas comparten un diseño y mecanismo de cierre equivalentes.

Tabla 4.4: Catálogo de uso para válvulas todo/nada en la tubería de ascenso

Vanessa Series 30,000 Rotary Process Valve																
dimensions and flow data																
Flow data																
Rated CV - KV - ζ																
Shaft side		Trim A			Trim B			Trim C			Trim D			Trim E		
DN	ND	Cv	Kv	ζ	Cv	Kv	ζ	Cv	Kv	ζ	Cv	Kv	ζ	Cv	Kv	ζ
(mm)	(in)															
75	3	-	-	-	94	81	7,65	94	81	7,65	150	128	3,01	-	-	-
100	4	-	-	-	210	180	4,85	210	180	4,85	250	214	3,42	-	-	-
150	6	-	-	-	790	677	1,73	630	540	2,73	600	514	3,01	500	428	4,33
200	8	-	-	-	1530	1310	1,46	1250	1071	2,19	1080	925	2,93	930	797	3,95
250	10	-	-	-	2589	2217	1,25	2383	2041	1,47	1700	1456	2,89	1450	1242	3,97
300	12	-	-	-	3923	3360	1,12	3579	3065	1,35	2520	2158	2,73	2150	1841	3,75
350	14	-	-	-	5195	4450	1,19	4627	3963	1,50	4068	3484	1,94	3140	2689	3,25
400	16	-	-	-	6940	5944	1,14	6251	5354	1,40	5380	4608	1,89	4358	3733	2,88
450	18	-	-	-	9116	7808	1,05	8237	7055	1,29	7470	6398	1,57	5670	4856	2,73
500	20	-	-	-	11590	9927	0,99	10440	8942	1,23	9820	8411	1,39	7499	6423	2,38
600	24	-	-	-	17590	15066	0,90	16180	13858	1,06	14940	12796	1,24	10400	8908	2,56
700	28	29570	25327	0,59	28000	23982	0,65	23400	20042	0,94	-	-	-	-	-	-
750	30	34470	29524	0,57	31500	26980	0,68	30000	25695	0,75	23850	20428	1,19	-	-	-
800	32	40060	34311	0,55	36000	30834	0,68	33300	28521	0,79	-	-	-	-	-	-
900	36	52130	44649	0,52	45000	38543	0,69	42500	36401	0,78	32650	27965	1,32	-	-	-
1000	40	64500	55244	0,51	56000	47964	0,68	51800	44367	0,80	-	-	-	-	-	-
1050	42	71440	61188	0,51	61700	52846	0,68	53350	45694	0,91	-	-	-	-	-	-
1200	48	96130	82335	0,48	81000	69377	0,68	73970	63355	0,81	-	-	-	-	-	-

De acuerdo con la tabla 4.4, para el Trim C, se obtienen los siguientes coeficientes:

- DN 16 in / 400 mm: Para las válvulas de descarga de las bombas (XV-15001/2/3/4), se obtuvo un coeficiente $K = 1.40$.
- DN 24 in / 600 mm: Para la válvula MV-15010 y MV-16501-1, se obtuvo un coeficiente $K = 1.06$.

Para la válvula de control principal del riser (LV-16503), se consulta la documentación técnica, de la cual se obtuvo el coeficiente de flujo (C_v). Utilizando este valor y la ecuación 4.5, se determinó el coeficiente de resistencia asumiendo una condición de apertura total (100%). A continuación, se detallan las especificaciones del catálogo:

Tabla 4.5: Catálogo de válvula de control LV-16503

Customer		Cockrill Maintenance et Ingénierie			
Customer Ref.		9043			
Customer Item No.					
Customer Enquiry/Order No.		4600002248-02			
Project Title		CSP ATACAMA 1			
Application		Riser Control Valve			
ITEM	REV	DESC	Program Version 6.2.5		
			Service Medium: Molten Salt		Phase: Liquid
			Condition	Max	Norm Partial
			Liquid Flow Rate kg/sec	1728	1408 819.70
			Inlet Pressure bar(a)	17.46	15.57 12.83
			Outlet Pressure bar(a)	15.82	13.57 10.83
			Pressure Drop bar	1.64	2 2
			Inlet Temperature °C	290	290 290
			Specific Gravity	1.9	1.9 0.825
			Vapour Pressure bar(a)	0.1	0.1 0.1
			Critical Pressure bar(a)	200	200 200
			Viscosity Centi-Poise	3.5	3.5 3.5
			Calc Cv US Units	4087.9	3016.3 2664.9
			SPL @ 1m dBA	<75	<75 <75
			Valve Travel %	100	74 65
			Inlet Velocity m/sec	6.6	5.38 7.21
			Outlet Velocity m/sec	6.6	5.38 7.21

Utilizando un C_v de 4087.9, se calcula un K de 11.1. Para este procedimiento, el diámetro interno de la tubería (SCH. 80) se determinó según la norma ASME B36.10. [1].

Para determinar el coeficiente de resistencia de la válvula de retención de 16 in, se adopta la metodología establecida por Crane Co. [10]. Dicha referencia indica que, para las válvulas de retención tipo swing check (no señalaban duo check), el cálculo se basa en una relación directa con el factor de fricción en régimen completamente turbulento.

$$K = 50 \cdot f \quad (4.6)$$

Según la figura 4.5, considerando un factor de fricción de 0.013, se obtiene un coeficiente de resistencia $K = 0.65$ para este componente.

4.6.4. Pérdidas de carga en codos y cambios de sección

De acuerdo con las especificaciones para accesorios soldados estándar, los coeficientes de resistencia se determinan mediante las siguientes relaciones empíricas:

Para los codos de 90°, el coeficiente de resistencia se define como:

$$K = 30 \cdot f \quad (4.7)$$

Mientras que para los codos de 45°, la relación es:

$$K = 16 \cdot f \quad (4.8)$$

Por último, para expansión súbita, se utiliza la siguiente relación:

$$K = (1 - \beta^2)^2 \quad (4.9)$$

Donde:

- β : Relación de diámetros (d_1/d_2).
- d_1 : Diámetro interno de la tubería menor (0.3511 m).
- d_2 : Diámetro interno de la tubería mayor (0.5422 m).

Sustituyendo los valores de diseño:

$$\beta = \frac{0.3511}{0.5422} = 0.648$$

$$K = (1 - 0.648^2)^2 = (1 - 0.420)^2 = 0.34$$

A partir de los coeficientes de resistencia calculados previamente, la tabla 4.6 muestra un resumen detallado de todos los accesorios y componentes que integran el circuito hidráulico analizado.

Tabla 4.6: Coeficientes de pérdida por accesorios

Tipo de accesorio	Cantidad (N)	Coeficiente unitario (K)	
Válvula de retención	1	0.65	
Válvula automática on/off DN 24 in	2	1.06	
Válvula automática on/off DN 16 in	1	1.40	
Válvula de control (globo)	1	11.1	
Codo de 90°	22	0.39	
Expansión súbita (16 in a 24 in)	1	0.34	
Codo de 45°	20	0.208	
Salida de tubería	1	1.0	
Coeficiente total	–	–	29.35

Por lo tanto, las pérdidas por accesorios para la tubería de ascenso considerando el total presentado por la tabla 4.6 y los caudales de operación:

$$h_j = K_{total} \cdot \frac{v^2}{2g} = 29.35 \cdot \frac{1.20^2}{2 \cdot 9.81} = 2.15 \text{ m} \quad (4.10)$$

$$h_j = K_{total} \cdot \frac{v^2}{2g} = 29.35 \cdot \frac{4.21^2}{2 \cdot 9.81} = 26.51 \text{ m} \quad (4.11)$$

Se concluye que en el tramo del *riser*, tomando como referencia el caudal máximo de operación, las pérdidas por accesorios (26.51 m) representan el 73% de la caída de presión total del tramo, superando las pérdidas por fricción (9.78 m). Este predominio atípico de los accesorios se debe al gran diámetro interno de la tubería (0.5422 m). Físicamente, un diámetro de esta magnitud minimiza tanto el término geométrico (L/D) en la ecuación de Darcy-Weisbach como la rugosidad relativa (ϵ/D) del material. Al reducirse el factor de fricción, la resistencia hidráulica del tramo queda gobernada casi en su totalidad por las restricciones locales de las válvulas y accesorios ($K = 29.35$).

4.6.5. Pérdida de carga en receptor solar

Para esta parte se considera la configuración de flujo dividido del receptor. El flujo proveniente del *riser* se distribuye equitativamente en dos circuitos paralelos como se muestra en la figura 4.6.

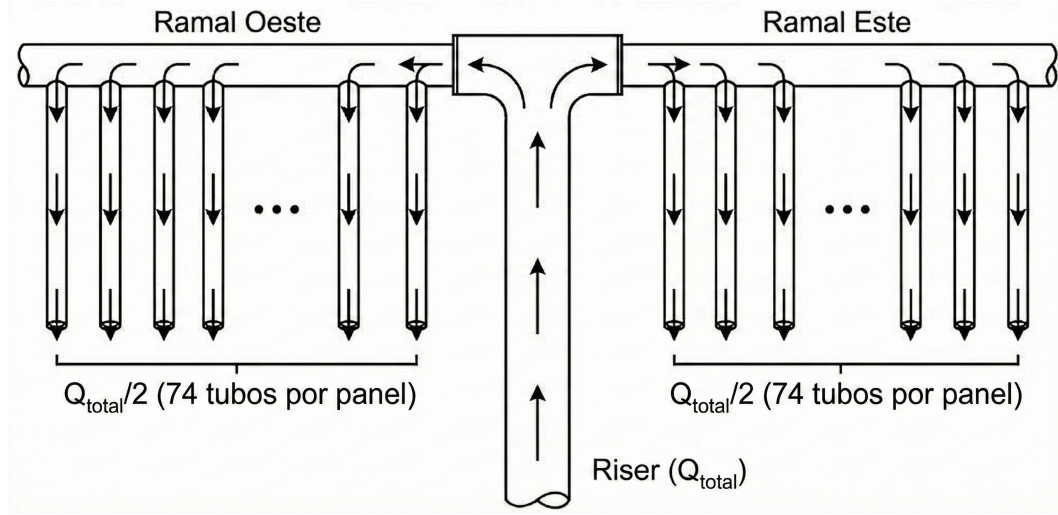


Figura 4.6: Distribución del flujo en los ramales este/oeste del receptor solar [Elaboración propia].

Dado que ambos ramales operan en paralelo se debe considerar como se reparte el caudal en este tramo. Tal como muestra la figura 4.6 el flujo total se distribuye hacia el este y oeste. Al ingresar al primer paso de calentamiento, cada mitad de caudal se divide a través de los 74 tubos de su respectivo panel. En términos prácticos, el caudal total del sistema es conducido de manera simultánea por 148 tubos idénticos. Por lo tanto, el área efectiva de paso corresponde al área transversal sumada de estos 148 conductos.

De esta forma:

$$N_{tubos,total} = N_{ramas} \times N_{tubos/panel} = 2 \times 74 = 148 \text{ tubos} \quad (4.12)$$

A partir de los parámetros geométricos y el caudal nominal de operación detallado en la tabla 4.3, se determina que la velocidad de flujo en cada uno de los 74 conductos es:

$$v = \frac{Q_{total}}{N_{tubos,total} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} \right)} = \frac{1000/3600}{2 \cdot 74 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0.0478^2}{4} \right)} = 1.05 \text{ m/s} \quad (4.13)$$

$$v = \frac{Q_{total}}{N_{tubos,total} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_{int}^2}{4} \right)} = \frac{3500/3600}{148 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0.0478^2}{4} \right)} = 3.66 \text{ m/s} \quad (4.14)$$

Donde D_{int} es el diámetro interno de cada tubería:

$$D_{int} = D_{out} - 2 \cdot e_{pared} = 0.0508 - 2 \cdot 0.0015 = 0.0478 \text{ m} \quad (4.15)$$

Asimismo, como muestra la figura 4.7, una vez que la sal fundida ingresa a un ramal (por ejemplo, el ramal este), esta fluye de manera secuencial a través de los paneles que conforman esa mitad del receptor. Por lo tanto, el fluido asciende por el primer panel y desciende por el siguiente hasta completar el paso por los 8 paneles del circuito.

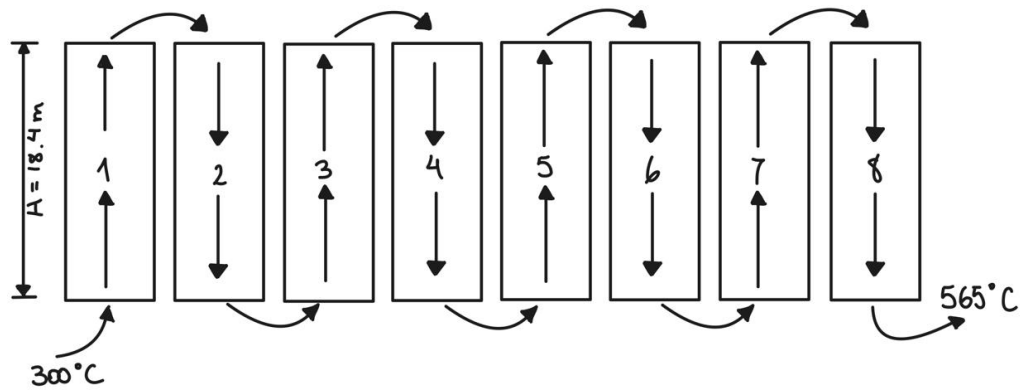


Figura 4.7: Circulación de la sal fundida por los 8 paneles de cada ramal [Elaboración propia].

De esta manera, como cada panel cuenta con una altura de 18.4 m (véase sección 4.4.2), la longitud de tubería total que recorre la sal fundida se define como:

$$L_{total} = N_{paneles} \cdot H_{panel} = 8 \cdot 18.4 = 147.2 \text{ m} \quad (4.16)$$

El factor de fricción se determina mediante la correlación de Colebrook-White. A diferencia de un intercambiador de calor fluido-fluido (aumento de temperatura logarítmico), el perfil de temperatura en un receptor solar depende del flujo radiante incidente. Dado que este perfil puede variar por diferencias de radiación incidente en cada panel, no se asume una curva térmica específica por falta de información y en su lugar se evalúan las propiedades de la densidad y viscosidad a una temperatura de 432 °C. En este modelo, este supuesto es válido dado que la variación del factor de fricción dentro del rango operativo del receptor (300 °C - 565 °C) es mínima tal como muestra la figura 4.8.

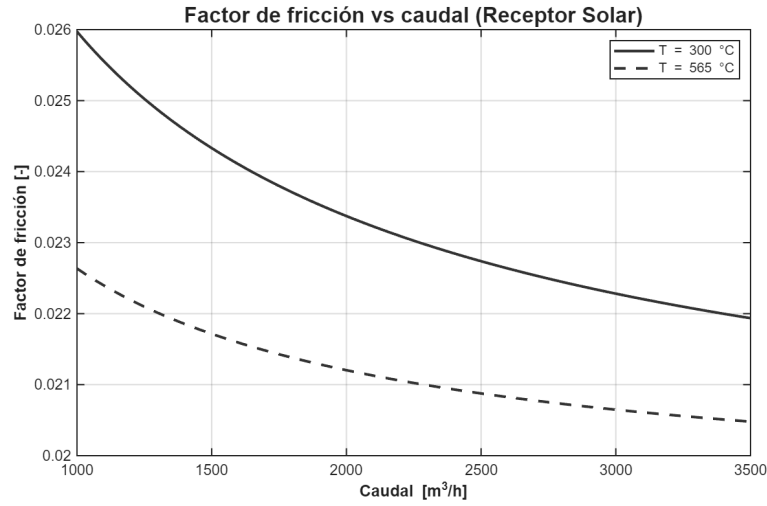


Figura 4.8: Comportamiento del factor de fricción en el rango operativo del receptor solar [Elaboración propia].

Para la rugosidad absoluta, se adoptó un valor de $e = 4,5 \times 10^{-5}$ m, correspondiente a tubería de acero al carbono según lo estipulado por Crane Co. [10].

Con todas estas consideraciones previas analizadas, las pérdidas por fricción en este tramo resultan:

$$h_j = f \cdot \frac{L}{D_{int}} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0.02337 \cdot \frac{147.2}{0.0478} \cdot \frac{1.05^2}{2 \cdot 9.81} = 4.04 \text{ m} \quad (4.17)$$

$$h_j = f \cdot \frac{L}{D_{int}} \cdot \frac{v^2}{2g} = 0.021 \cdot \frac{147.2}{0.0478} \cdot \frac{3.66^2}{2 \cdot 9.81} = 44.16 \text{ m} \quad (4.18)$$

Las pérdidas locales debidas a la conexión de los paneles y los elementos de control se modelaron mediante un coeficiente de resistencia global. En base a la configuración física del receptor, se consideran los siguientes elementos:

- Conexiones entre paneles: Dado que el receptor consta de 8 paneles conectados en serie, se consideran 7 retornos. Para efectos del modelo hidráulico, cada retorno se representa mediante un par de codos de 90 [°], lo que resulta en una suma total de 14 accesorios de cambio de dirección.

El coeficiente de resistencia se determina a partir de la expresión 4.19, conforme a lo establecido por Crane Co. [10]:

$$K = 30 \cdot f = 30 \cdot 0.022 = 0.66 \quad (4.19)$$

- Válvula de control de entrada: a la entrada de los paneles (véase figura 4.1), se considera la pérdida de carga asociada a la válvula TV-17503/18503. El coeficiente de resistencia se determina mediante la ecuación 4.5, resultando en un valor de $K = 7.35$ a partir de un $C_v = 1899.2$ (véase hoja de datos en anexo 1, tabla 6.1).
- Entrada a tanque: adicionalmente, se incluye un coeficiente de resistencia de $K = 1$ para representar la pérdida por expansión brusca, correspondiente a la descarga del fluido desde la tubería al tanque de salida del receptor.

A modo de resumen, la tabla 4.7 presenta la totalidad de los accesorios considerados en el modelo hidráulico del receptor solar.

Tabla 4.7: Coeficientes de pérdida por accesorios en el circuito del receptor

Tipo de accesorio	Cantidad (N)	Coeficiente unitario (K)	
Codo de 90°	14	0.66	
Válvula de control TV-17503	1	7.35	
Expansión de tubería	1	1.0	
Coeficiente total			17.59

El resultado de las pérdidas por accesorios para este tramo se muestran en la expresión 4.20 y 4.21 que considera las dos velocidades previamente calculadas.

$$h_j = K_{total} \cdot \frac{v^2}{2g} = 17.59 \cdot \frac{1.05^2}{2 \cdot 9.81} = 0.99 \text{ m} \quad (4.20)$$

$$h_j = K_{total} \cdot \frac{v^2}{2g} = 17.59 \cdot \frac{3.66^2}{2 \cdot 9.81} = 12.01 \text{ m} \quad (4.21)$$

En contraste con el tramo de ascenso, la caída de presión en el receptor solar operando a caudal máximo está dominada por las pérdidas por fricción, la cual representa el 79% de las pérdidas totales en este tramo. Esto se debe netamente al diámetro interno de los conductos, lo que intensifica el factor de fricción (ver figura 4.8). Asimismo, la poca cantidad de accesorios presentes en el recorrido minimiza la incidencia de las pérdidas menores en la pérdida de carga total de este tramo.

4.6.6. Curva del sistema

Tras el análisis de los tramos que integran el circuito, se procede a determinar la curva característica del sistema. La expresión 4.22 representa la carga hidráulica requerida por la planta, la cual se obtiene mediante la adición de las pérdidas dinámicas de cada sección y la altura estática de la torre.

$$H(Q)_{\text{sistema}} = z_2 - z_1 + H(Q)_{\text{riser}} + H(Q)_{\text{receptor}} = 7.5166 \times 10^{-6} \cdot Q^2 + 202 \quad (4.22)$$

La ejecución del modelo permite visualizar de forma gráfica el comportamiento hidráulico del sistema. La figura 4.9 presenta la curva del sistema resultante, desagregando la contribución de cada tramo a la carga dinámica total.

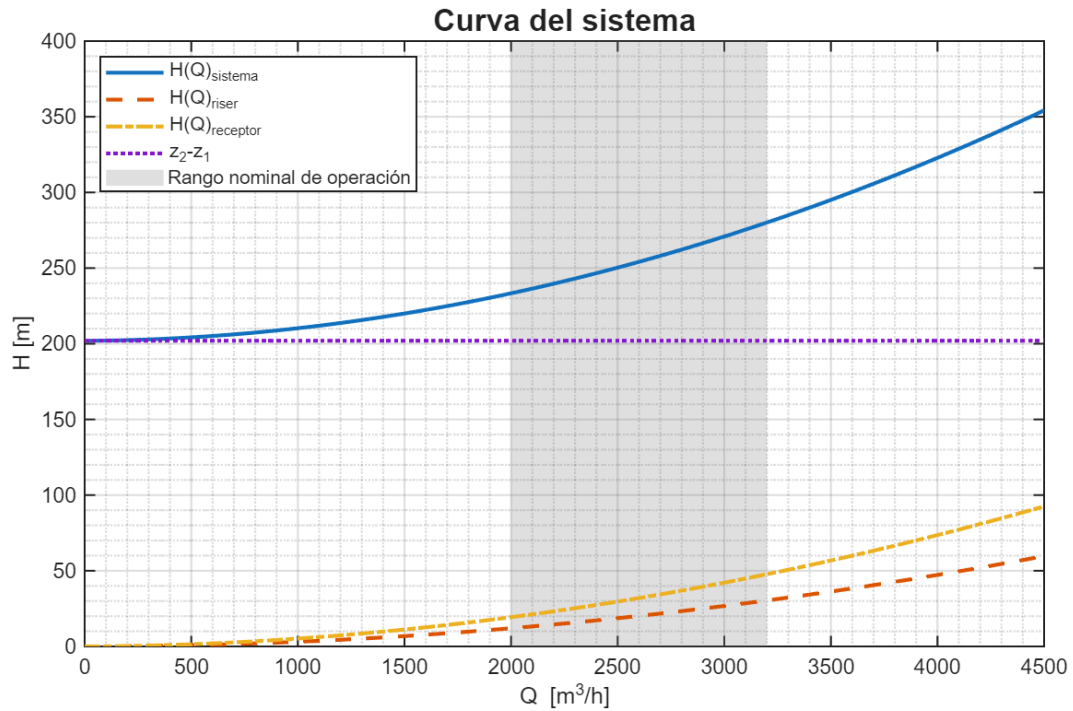


Figura 4.9: Curva del sistema y desglose de pérdidas por tramo [Elaboración propia].

Se identifica a la carga estática ($z_2 - z_1$) como el factor predominante del sistema. Al evaluar la zona de operación nominal (modo potencia), demarcada entre los 2000 y 3200 m^3/h (área sombreada), se observa que la contribución de la carga estática varía desde un 87% en el límite inferior hasta un 72% en el caudal máximo, constituyendo siempre la mayor parte de la energía total requerida. A esta base constante se adiciona

la resistencia dinámica, donde las pérdidas de carga en el receptor superan a las de la tubería de ascenso (*riser*). Específicamente, en el extremo superior del rango nominal, el receptor aporta un 17% de la carga total, mientras que el *riser* representa el 11%. Estas proporciones se reducen a un 8% y 5% respectivamente en el caudal mínimo de operación. Como resultado, se determina que el requerimiento de altura total necesaria del sistema para operar en este modo potencia oscila entre los 232 m y 279 m.

Para un análisis del campo de operación, se presenta la figura 4.10. En ella se ilustra la superposición de las curvas características del grupo de bombeo bajo sus distintas configuraciones (2 y 3 unidades en paralelo), delimitadas por los rangos de rpm (1200 y 1390 rpm) definidos previamente en la sección 4.4.1.

La intersección de la curva de la bomba con la demanda del sistema en condición de apertura total (sin estrangulación de válvulas) permite establecer la estrategia de operación necesaria para cubrir el requerimiento del flujo.

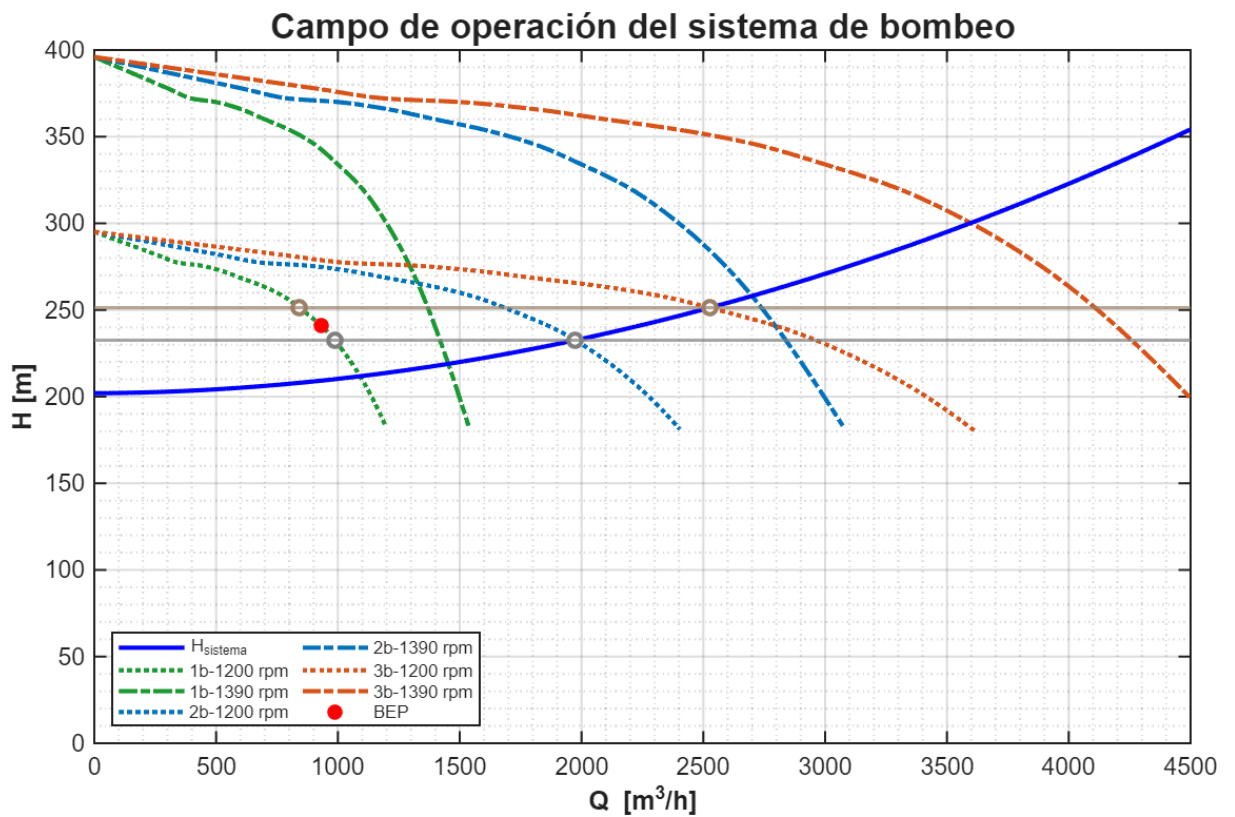


Figura 4.10: Campo de operación: intersección de curva del sistema con curvas de la bomba [Elaboración propia].

En una primera etapa, se observa que la operación de dos bombas en paralelo es capaz de cubrir el rango de demanda media-alta. A medida que se incrementa las revoluciones de la bomba, el punto de operación se desplaza a lo largo de la curva del sistema hasta alcanzar un caudal límite cercano a los $2750 [m^3/h]$.

Para satisfacer demandas superiores, es necesaria la entrada de una tercera unidad. Esta configuración extiende la capacidad del sistema hasta alcanzar un caudal máximo cercano a los $3600 [m^3/h]$.

Otro aspecto que se desprende de este gráfico es la existencia de una zona de tras-lape entre las configuraciones. La capacidad mínima de tres bombas ($2600 [m^3/h]$) se encuentra por debajo de la capacidad máxima de 2 bombas ($2750 [m^3/h]$). Esta superposición garantiza que la transición entre dos y tres bombas puede realizarse sin inestabilidad hidráulica, asegurando un control continuo del flujo hacia el receptor.

Por otra parte, a modo de ejemplo, al evaluar los puntos de operación resultantes de la intersección entre la curva del sistema y las curvas características de dos y tres unidades en paralelo, se observa que el desempeño individual de cada bomba presenta una leve desviación respecto al BEP para una curva a 1200 rpm. Específicamente, esta variación es de un 5.8% al operar con dos bombas y de un 9.7% con tres unidades. Esto evidencia que el sistema modelado se ajusta de forma aceptable a las condiciones de diseño del equipo de bombeo, garantizando que las bombas operen de forma continua dentro de una zona cercana a la máxima eficiencia.

4.6.7. Validación del modelo hidráulico de la tubería de ascenso

Con la finalidad de garantizar la fiabilidad del modelo desarrollado, se realizó una validación cuantitativa que relacionan los datos teóricos del modelo con los datos de diseño de la documentación del proyecto.

La metodología se fundamenta en la selección de una serie de puntos operativos, presentados en la tabla 4.8, los cuales abarcan todo el rango de funcionamiento del sistema: desde cargas parciales (una bomba a baja velocidad) hasta la carga nominal máxima (tres bombas en paralelo a 1390 rpm).

La metodología de comparación consiste en utilizar cada flujo másico como referencia y calcular el TDH a partir del modelo descrito en el capítulo 4.1.2. Posteriormente, se cuantifica la desviación porcentual con respecto al valor de diseño (TDH) especificado en la tabla 4.8.

Tabla 4.8: Datos de diseño del bombeo de sales fundidas [Adaptado de [22]]

rpm	Nº Bombas	Q Inlet Tank (kg/s)	Inlet Valve Pres. (barg)	TDH (m)
1200	–	0,0	10,27	–
1203	1	72.2	10.62	290
1222	1	144.3	11.00	292
1237	1	216.5	11.42	294
1247	1	259.7	11.68	296
1259	1	319.3	11.86	297
1300	1	455.6	12.33	300
1378	1	592.0	12.83	305
1292	2	728.4	13.36	309
1311	2	810.2	13.69	310
1323	2	864.8	13.92	312
1356	2	1001.1	14.51	317
1392	2	1137.5	15.14	322
1442	2	1273.9	15.79	328
1385	3	1474.6	16.75	335
1399	3	1541.3	17.14	337
1414	3	1608.0	17.53	341
1427	3	1674.6	17.92	344
1442	3	1728.0	18.24	348
1457	3	1808.0	18.70	351

El cálculo de la altura requerida por el sistema se fundamenta en la aplicación de la ecuación de conservación de la energía entre dos puntos de control conocidos:

- Punto 1 (succión): superficie libre del fluido en el tanque de sales frías. Se asume una velocidad despreciable y una presión de 15 [mbarg].
- Punto 2: según indica la tabla 4.8, el dato de presión conocido corresponde a la válvula LV-16503. Dado que la especificación no aclara si este valor se mide antes o después del componente, el análisis contempla la evaluación de ambos escenarios.

De esta forma, la ecuación se expresa como:

$$TDH_{\text{modelo}} = \Delta z + \frac{\Delta P}{\rho g} + \frac{\Delta v^2}{2g} + H(Q)_{\text{riser}} \quad (4.23)$$

Donde:

- Δz : diferencia de altura geométrica entre el nivel del tanque (z_1) y la cota de la válvula LV-16503 (z_2). Respecto a z_2 , se adopta el valor de 220.776 [m], correspondiente a la cota del tanque de entrada del receptor detallada en los planos del receptor solar. Para z_1 se utiliza un promedio entre 10 y 7 m, es decir 8.5 m dado que no se conoce con certeza el nivel de operación a distintas horas del día.
- ΔP : Diferencia de presión estática entre ambos puntos.
- $\Delta v^2/2g$: energía cinética. Representa la velocidad del fluido en la tubería justo antes de ingresar a la válvula. Este término se calcula utilizando el caudal volumétrico del punto de diseño y el área transversal de la tubería de ascenso. Asimismo, la velocidad del punto de inicio, se considera 0.
- $H(Q)_{\text{riser}}$: Pérdidas por fricción y accesorios acumuladas en el trayecto determinadas en el capítulo 4.1.2.

Análisis de resultados

La figura 4.11 presenta el comportamiento de la curva generada por el modelo (línea continua) frente a los puntos discretos del diseño. Esta visualización permite verificar la correlación existente entre la curva teórica generada por el modelo y los valores de diseño.

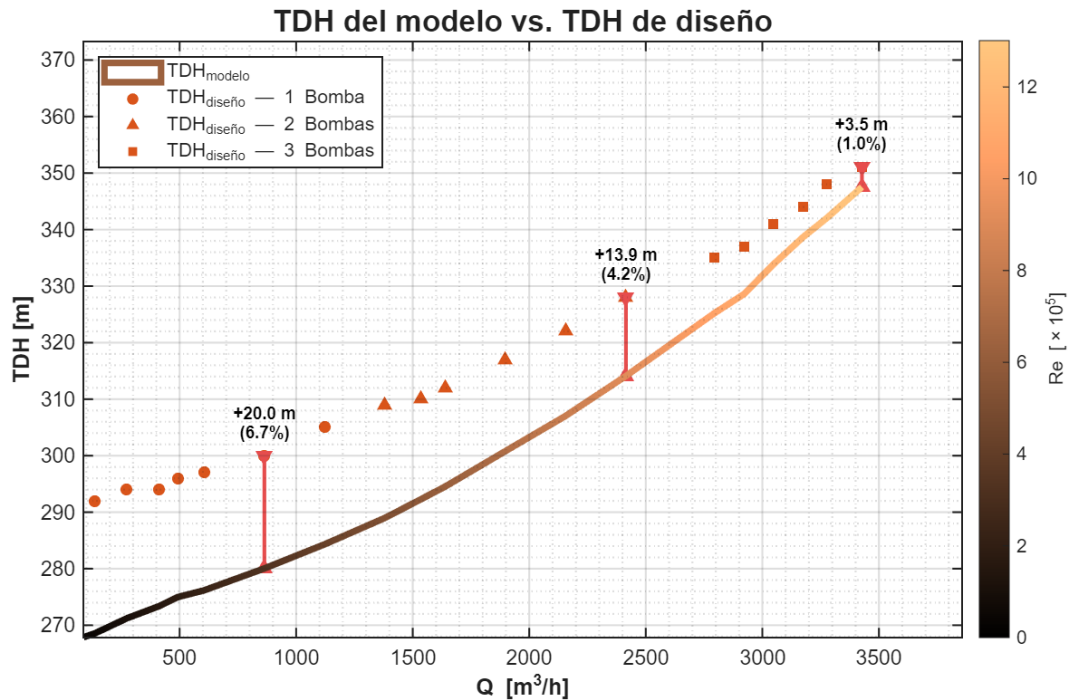


Figura 4.11: Comparación de curvas de TDH: modelo hidráulico vs. datos de diseño [Elaboración propia].

Se evidencia que la pendiente de la curva modelada sigue la misma tendencia de crecimiento que los puntos de diseño a lo largo de todo el rango de caudales. Asimismo, se observa una mejor correlación a medida que aumenta el flujo másico y consecuentemente el Re , donde los resultados del modelo se ajustan con mayor precisión a los parámetros de diseño. En términos cuantitativos, el incremento en la precisión se refleja en la disminución progresiva del error relativo frente a los datos de diseño. La desviación se reduce desde un 6.7% en el régimen de operación con una bomba hasta alcanzar el 1% en la configuración de tres unidades. Esto constata que el modelo representa con mayor fidelidad el comportamiento del sistema en condiciones cercanas a la plena carga.

Con la finalidad de explicar la tendencia global de la curva, la figura 4.12 muestra el ajuste cuadrático que se le realizó a los datos de la tabla 4.8. Lo anterior con el objetivo de representar esos puntos a la ecuación de tipo $H(Q) = H_{\text{est}} + KQ^2$. Este ajuste se realiza por medio de la función polyfit (MATLAB) que se basa en una regresión de mínimos cuadrados. De esta forma se obtienen los coeficientes H_{est} y K ...

$$H(Q)_{\text{diseño}} = 296.46 + 4.8641 \times 10^{-6} Q^2 \quad (4.24)$$

$$H(Q)_{\text{modelo}} = 273.62 + 6.5357 \times 10^{-6} Q^2 \quad (4.25)$$

Al comparar estos parámetros, se observa que ese 6.7% de la figura 4.11 se justifica principalmente por la mayor consideración de carga estática (H_{est}) que tiene el sistema de diseño. En contraparte, el coeficiente K tiene una desviación del 30% con respecto al valor obtenido del modelo. De esta forma, a modo de conclusión, ambos factores explican el comportamiento visual de la figura 4.11: aunque el modelo inicia con una menor presión estática, su mayor resistencia dinámica hace que la curva crezca más rápido, lo cual disminuye la brecha a medida que aumenta el caudal.

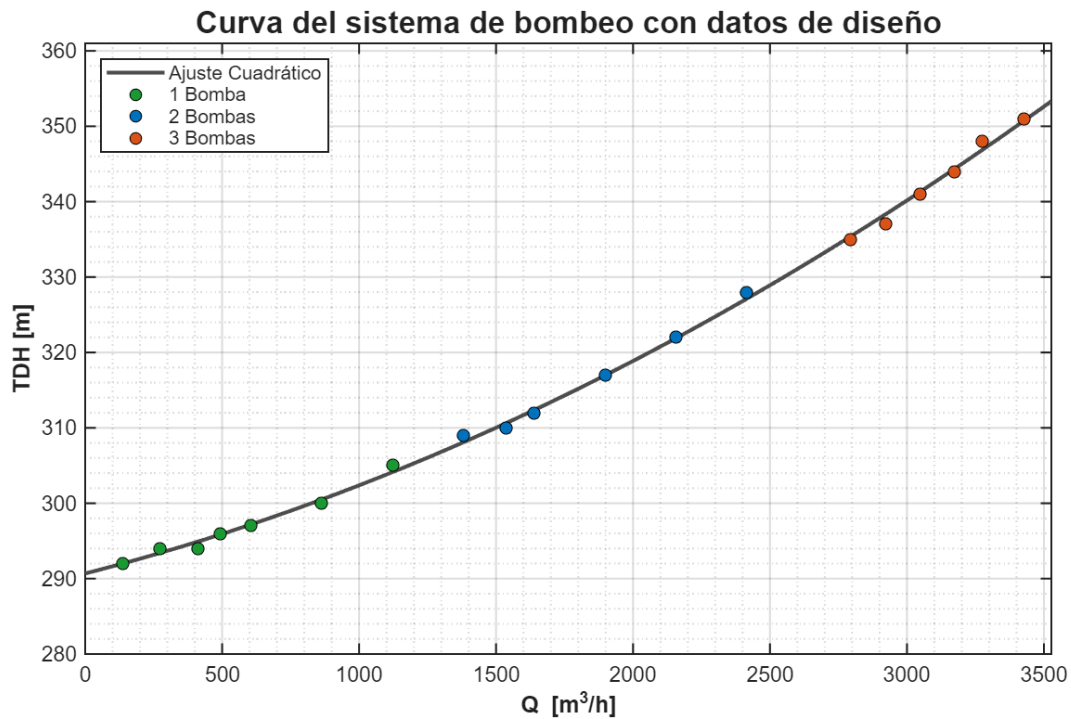


Figura 4.12: Ajuste cuadrático de curva del sistema en base a datos de diseño. [Elaboración propia].

El análisis comparativo permite concluir que el modelo desarrollado posee una alta fidelidad para representar el sistema en su condición de modo potencia. La reducción del error al 1% al considerar la caída de presión de la válvula LV-16503 confirma que el modelo captura correctamente tanto las pérdidas por fricción como las pérdidas por accesorios.

En cambio, bajo condiciones de baja carga con una sola bomba en operación, el error se mantiene en torno al 8%. Esta diferencia pone en evidencia que un enfoque estrictamente estacionario no resulta suficiente para describir con detalle las maniobras de llenado y bypass, por lo que se vuelve necesario, a futuro, desarrollar un modelo dinámico que incorpore la evolución temporal de caudales y presiones.

4.6.8. Validación del modelo hidráulico del receptor solar

La validación del modelo hidráulico del receptor solar se realizó mediante la comparación entre las pérdidas de carga calculadas con el modelo y una curva de referencia obtenida a partir de información de diseño de la planta. En el balance de masa y energía del campo solar se reporta una pérdida de presión de aproximadamente 9 [bar] en el receptor asociado a un flujo másico de referencia de 1690 [kg/s]. A falta de información más específica sobre el perfil térmico en el trayecto, se adopta para este análisis una densidad de la sal en el receptor de 1830,8 [kg/m³], consistente con una temperatura del orden de 432 °C. De este modo, se utilizan estimaciones iguales con la que utiliza el modelo de la sección 4.6.5.

Con estos datos, la pérdida de presión reportada para el receptor se transforma a pérdida de carga en metros de columna de sal mediante la relación:

$$h_{\text{rec}} = \frac{\Delta p_{\text{rec}}}{\rho_{\text{rec}} g} \quad (4.26)$$

donde Δp_{rec} corresponde a la caída de presión en el receptor, ρ_{rec} es la densidad adoptada y g es la aceleración de gravedad. A partir del caudal másico de referencia se obtiene el caudal volumétrico correspondiente al receptor:

$$Q_{\text{ref}} = \frac{\dot{m}}{\rho_{\text{rec}}} \quad (4.27)$$

Sobre esta base se construyó una curva del sistema de diseño para el receptor, asu-

miendo un comportamiento cuadrático de la pérdida de carga con el caudal:

$$H_{\text{rec}}(Q) = k_{\text{rec}} Q^2 \quad (4.28)$$

El coeficiente cuadrático k_{rec} se ajusta imponiendo que la curva reproduzca el punto de operación de referencia definido por las ecuaciones 4.26 y 4.27:

$$k_{\text{rec}} = \frac{h_{\text{rec}}}{Q_{\text{ref}}^2} \quad (4.29)$$

La figura 4.13 muestra la comparación entre ambas curvas de pérdidas, expresadas como altura en función del caudal. Las curvas son muy similares en todo el rango analizado, con un error relativo porcentual entre el modelo y la curva de diseño del orden del 1-3 %. Este resultado indica que el modelo reproduce de manera adecuada las pérdidas de carga del receptor a partir de los datos de diseño disponibles.

La curva obtenida con la ecuación 4.28, identificada como “receptor diseño”, representa por tanto la relación esperada entre pérdida de carga y caudal en el receptor según los datos de diseño de la planta.

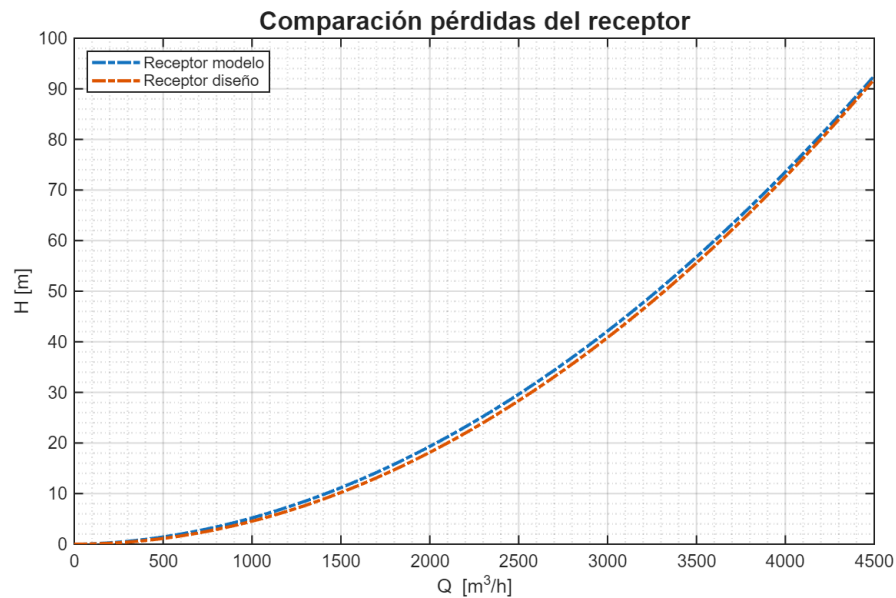


Figura 4.13: Pérdidas de carga en el receptor solar: modelo vs diseño.

Cabe destacar, que la validación se apoya en un único punto de referencia de la planta y en una densidad media supuesta, por lo que la curva de diseño debe interpretarse como una aproximación razonable del comportamiento hidráulico del receptor y no como una medición directa. Aun con estas limitaciones, la desviación observada entre ambas curvas respalda la validez del modelo del receptor para su uso en los análisis posteriores de operación.

4.7. Modelo térmico del sistema

Ya caracterizado el comportamiento hidráulico del sistema, se procede a desarrollar un modelo que trate las ecuaciones de transferencia de calor descritas en el marco teórico.

4.7.1. Formulación del modelo térmico

El modelo desarrollado se basa en la aplicación del principio de conservación de energía sobre un volumen de control diferencial a lo largo de la tubería. El objetivo es cuantificar las pérdidas térmicas hacia el ambiente y determinar la demanda externa necesaria (trazado eléctrico) para mantener la temperatura de la sal en los valores de diseño establecidos (300 °C). Para esto, es menester considerar la variabilidad de las

propiedades termofísicas y la interacción de resistencias térmicas en serie.

Dada la amplitud del rango de operación, asumir propiedades constantes introduciría errores en la estimación de los números adimensionales, principalmente en el Pr , Re y Nu . Por esta razón, además de considerar la variabilidad de la densidad, viscosidad y calor específico como se explica en la sección 3.7 del marco teórico, se debe integrar el comportamiento de la conductividad térmica (W/mK) del fluido en función de la temperatura.

$$k(T) = 2,91531 + 0,01659 \cdot T + (3,818 \times 10^{-5}) \cdot T^2 - (2,939 \times 10^{-8}) \cdot T^3 \quad (4.30)$$

4.7.2. Mecanismo de transferencia de calor y coeficiente global

El flujo de calor radial hacia el ambiente se modela mediante el circuito de resistencias térmicas descrito previamente en la sección 3.7.1 del marco teórico. Por otro lado, para la convección externa, se tienen las siguientes consideraciones dependiendo si el flujo es natural o forzado:

- Convección externa forzada: se utiliza la ecuación (3.30) correspondiente a la correlación de Churchill-Bernstein permitiendo simular escenarios temporales adversos.
- Convección natural: el modelo aplica la correlación de Churchill-Chu, la cual es válida en cilindros horizontales de acuerdo con [32].

$$Nu_D = \left\{ 0.60 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2 \quad (4.31)$$

4.7.3. Coeficiente de transferencia de calor

Se determina mediante la suma de resistencias térmicas en serie. Sin embargo, para ajustar el modelo a las condiciones reales de la planta, se incorpora un parámetro asociado a la cobertura efectiva del aislante. Este factor no implica una reducción del espesor, sino que ajusta la eficiencia del aislamiento, de tal forma de compensar las pérdidas adicionales generadas por puentes térmicos presentes en soportes, válvulas y

uniones.

La forma de calcularlo es la siguiente:

$$U = c_{\text{cov}} \cdot U_{\text{ais}} + (1 - c_{\text{cov}}) \cdot U_d \quad (4.32)$$

En la ecuación anterior U_d se comporta como una superficie y el otro término se calcula de acuerdo con lo mencionado por Çengel y Ghajar [32].

$$U_{\text{ais}} = \frac{1}{R_{\text{total}}} \quad (4.33)$$

Cabe destacar, que esta aproximación de la ecuación 4.32 permite cuantificar las pérdidas de manera simplificada sin tener la necesidad de modelar cada componente de manera individual.

4.7.4. Estrategia de resolución

Para determinar con precisión el perfil de temperatura a lo largo del circuito de la tubería de ascenso y descenso, se implementa una resolución basada en la siguiente lógica.

La longitud total de la tubería se divide en diferentes segmentos de longitud dx . La función no calcula una temperatura única, sino que calcula una por cada dx a medida que este avanza por la tubería. Dicho de otra forma, la temperatura de salida para el segmento i se convierte en la temperatura de entrada para el segmento $i + 1$.

En una primera etapa, el sistema se somete a una simulación de enfriamiento pasivo, vale decir, sin considerar el calor entregado por el traceado eléctrico, como muestra la ecuación 4.34. Esta condición genera un perfil térmico que describe el decaimiento térmico espacial del fluido a lo largo de la tubería. A partir de toda esa distribución, se determina la media aritmética de las temperaturas calculadas para cada segmento diferencial. Este valor se utiliza posteriormente para evaluar un único coeficiente global de transferencia de calor que integra las variaciones no lineales del sistema, tales como los cambios en las propiedades del fluido y el comportamiento dependiente que tienen los mecanismos de transferencia de calor. De esta forma, se asegura una estimación precisa de la resistencia térmica del sistema.

$$\dot{m} \cdot c_p \frac{dT}{dx} = 0 - U \cdot P \cdot (T(x) - T_{\text{amb}}) \quad (4.34)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor en $W/m^2 \cdot K$ y P es el perímetro exterior de toda la tubería.

El código diferencia dos conceptos en el balance de energía:

- Pérdidas térmicas: variable que fluctúa a lo largo de la tubería debido a cambios en la geometría o condiciones ambientales. El modelo integra estas variaciones para determinar la energía total disipada.
- Tracedo eléctrico (nulo): dado que en la operación los cables calefactores suministran una carga térmica constante, el modelo busca determinar un único valor fijo (W/m) que compense la integral de las pérdidas térmicas. Esto asegura una operación isotérmica, donde la temperatura de salida iguala a la de entrada ($T_{\text{out}} \approx T_{\text{in}}$) a pesar de que existan leves fluctuaciones térmicas intermedias.

La elección de esta metodología se justifica porque evita dimensionar el sistema basándose en coeficientes teóricos constantes. Al simular primero el fluido bajo enfriamiento natural ($q = 0$), se obtiene un coeficiente de pérdidas (U) que respeta la no linealidad del comportamiento térmico y respeta la viscosidad real del sistema. Esto garantiza que el traceado eléctrico calculado posteriormente sea exactamente el necesario para compensar las pérdidas térmicas.

4.7.5. Dependencia de los parámetros térmicos con la temperatura

Respecto a las propiedades térmicas del metal, se consideró una conductividad térmica de 44.8 W/mK, valor representativo para aceros al carbono en base a lo que menciona la ASME [31].

El material aislante seleccionado por diseño es lana de roca. Siguiendo las especificaciones técnicas de Roxul [27], se definió una conductividad térmica variable entre 0.034 y 0.055 W/mK. Este rango corresponde a temperaturas operativas de 20 °C a 204 °C, intervalo que se considera representativo del perfil térmico global del material, ya

que la totalidad del aislante no se encuentra expuesto uniformemente a las altas temperaturas del fluido.

Para el revestimiento metálico exterior, encargado de la protección del sistema de aislación, se definió una emisividad de 0.10. Este valor corresponde a una lámina de aluminio con un acabado superficial intermedio (no pulido, pero sin oxidación severa), seleccionado conforme a las tablas de propiedades radiativas presentadas por Çengel and Ghajar [32].

Previo a la ejecución del modelo, se realizó un análisis de sensibilidad para validar la respuesta de algunos parámetros importantes ante variaciones de temperatura (300-565 °C). La figura 4.14 muestra la evolución del Pr y del U calculado para la configuración de diseño de aislación en función de la temperatura de la sal.

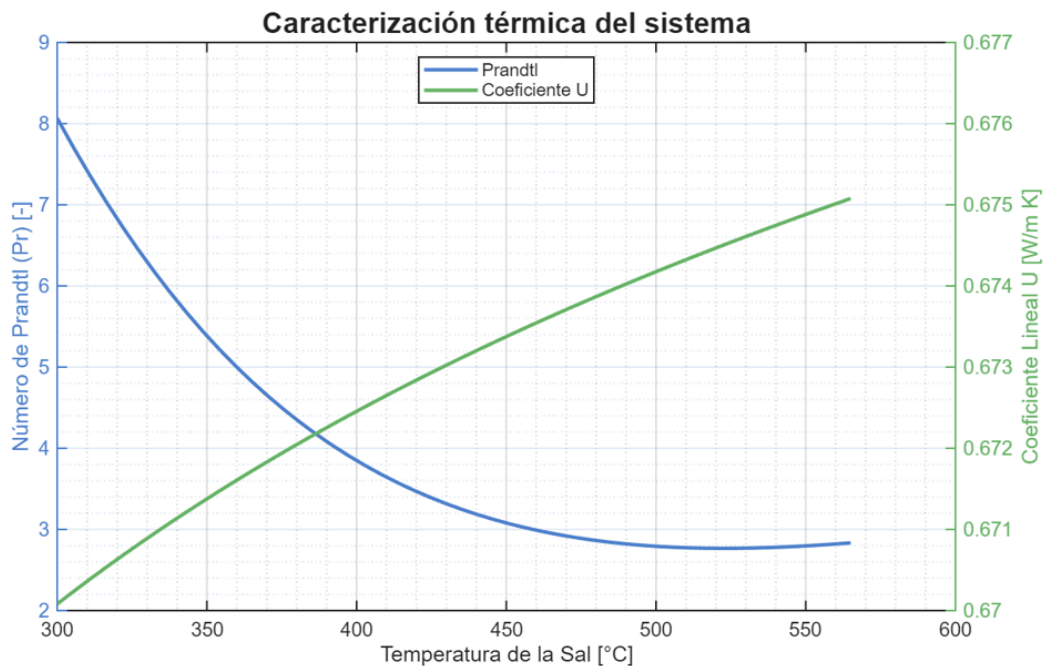


Figura 4.14: Variación de las propiedades térmicas y el coeficiente de transferencia de calor respecto a la temperatura del fluido [Elaboración propia].

- Se observa una disminución del Pr a medida que aumenta la temperatura, sin embargo, se mantiene siempre mayor a 1, lo que indica una fuerte dependencia de la disipación viscosa como pérdida energética principal.

Por otro lado, como la viscosidad de la sal disminuye con el calentamiento del

fluido, se facilitan los mecanismos de convección interna. Esta variación confirma la necesidad de recalcular las propiedades mediante la estrategia previamente descrita, ya que asumir un Pr constante introduciría un error en el cálculo del número de Nusselt.

- Simultáneamente, el coeficiente U muestra una tendencia ascendente con la temperatura. No obstante, este aumento de magnitud es mínimo y eso se debe principalmente al sobredimensionamiento de la aislación con respecto a la resistencia térmica total del sistema.

La tendencia inversa entre ambas curvas valida el comportamiento del sistema. Aunque la disminución del número de Pr (asociada a una menor viscosidad) impulsa teóricamente el coeficiente U , el impacto numérico observado es mínimo. Esta baja sensibilidad de U frente a las mejoras convectivas internas (h_{int}) corrobora que la transferencia de calor está limitada por la resistencia de la aislación ($R_{iso} \gg R_{int}$), siendo este el factor dominante en el balance térmico.

4.7.6. Pérdidas térmicas del sistema

El objetivo de esta sección es cuantificar las pérdidas térmicas que el traceado eléctrico debe compensar. Dicho análisis depende de la variabilidad de las condiciones externas del sistema. Entre las variables críticas, destacan el espesor del aislamiento, la temperatura ambiente y la velocidad del viento. Esta última es determinante porque conlleva una convección exterior forzada.

Para evaluar la sensibilidad ante estos parámetros, se definió un barrido de espesores. Este rango abarca desde 1 mm hasta 190 mm para el riser y hasta 275 mm para el downcomer. Asimismo, el estudio asume condiciones de instalación ideal ($C_{cov} = 1$). Por lo tanto, se desprecian los efectos de los puentes térmicos en esta etapa.

Considerando la conductividad térmica de 0.055 W/mK de la lana de roca, se analizan dos escenarios:

- Convección natural (velocidad de viento nula): se evalúan las pérdidas térmicas donde la resistencia externa es máxima.

- Convección exterior forzada ($v = 5[m/s]$): considera la disipación de calor asistida por el viento. Esto se ajusta mejor a la realidad de la planta, ya que la disposición de las tuberías deja expuestos al ambiente varios segmentos de las líneas de ascenso y descenso.

A pesar de no considerar la tubería de descenso como parte del sistema del modelo hidráulico, de igual forma se analizó para comparar las magnitudes con la tubería de ascenso. Para este tramo, se adoptó una conductividad de la lana de roca de 0.088 W/mK, siguiendo las especificaciones de Roxul [27]. Este valor es ligeramente superior al del riser debido a la mayor temperatura de referencia considerada (316 °C), la cual corresponde al límite máximo reportado en el catálogo. Por otro lado, para la conductividad térmica del material base (ASTM A312 GR. TP347H), se utilizó un valor de 21.5 W/mK conforme a la norma ASME [31].

El análisis de las curvas revela dos comportamientos termodinámicos que explican la eficiencia del aislamiento:

- Escenario convección natural:

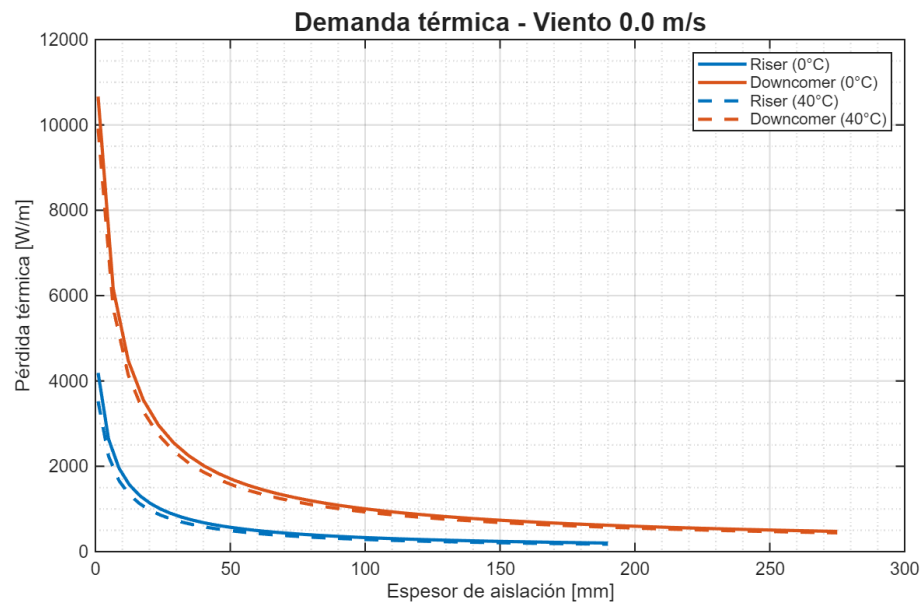


Figura 4.15: Pérdidas térmicas con respecto al espesor de aislamiento en la tubería bajo convección natural [Elaboración propia].

- Escenario convección forzada:

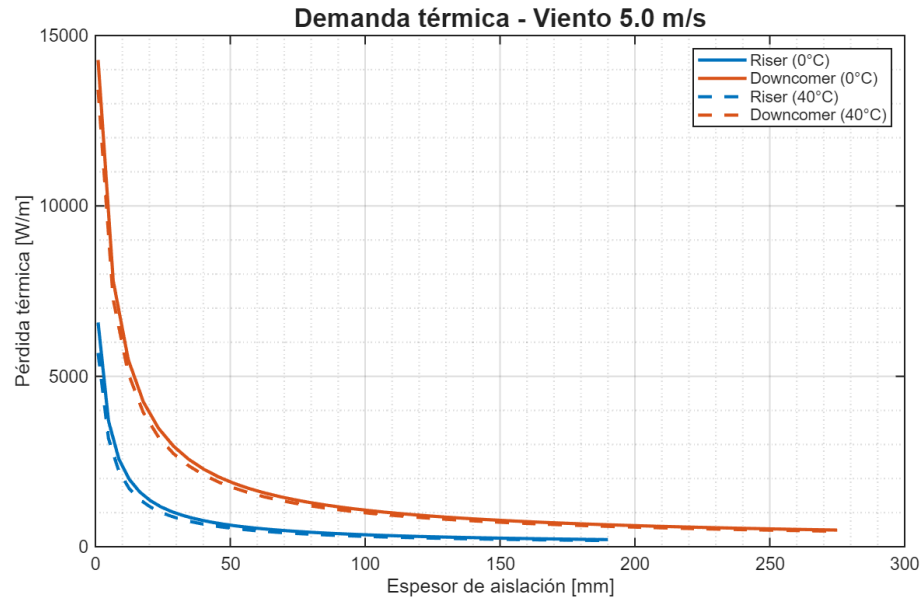


Figura 4.16: Pérdidas térmicas con respecto al espesor de aislamiento en la tubería bajo convección exterior forzada [Elaboración propia].

Al contrastar los dos escenarios simulados, se desprende un comportamiento claro de las variables que afectan la disipación térmica.

- Al comparar las curvas de 0 y 40 °C, se observa una variación mínima. Aunque un ambiente más frío incrementa el gradiente térmico (ΔT), este aumento tiene un efecto numérico despreciable sobre las pérdidas totales.

Por lo tanto, el diseño del traceado no requiere grandes márgenes de seguridad para cubrir las fluctuaciones temporales. El impacto de operar en invierno o verano sobre la demanda térmica es bajo ($\approx 5 - 10 \%$).

- A diferencia de la temperatura, la velocidad del viento actúa como un factor más determinante. Al comparar los escenarios, se evidencia que la convección forzada aumenta drásticamente las pérdidas térmicas, pero solo en las zonas de bajos espesores ($< 50 \text{ mm}$).

Para zonas de espesores mayores a 150 mm, las curvas con y sin viento tienden a converger a puntos similares. Esto demuestra que la resistencia convectiva externa se vuelve irrelevante frente a la resistencia conductiva del material aislante.

- Al evaluar los espesores de diseño bajo condiciones de convección forzada, las pérdidas térmicas oscilan entre 180-210 W/m para el riser y 450-490 W/m para el downcomer. Estos valores se consideran bastante bajos en relación con las altas temperaturas de servicio manejadas.

Por otra parte, la pendiente despreciable de estas curvas para espesores sobre los 100 mm evidencia que el sistema está sobredimensionado, lo que indica que la selección de estos espesores priorizó la seguridad operativa por sobre una optimización económica del material aislante.

De esta manera, se confirma que la variable crítica a controlar no es la temperatura ambiente, sino la exposición al viento en tramos con aislamiento deficiente. Asimismo, los espesores de diseño sitúan al sistema en una zona de estabilidad térmica, donde las pérdidas son insensibles a las variaciones temporales.

En este apartado, los valores obtenidos no son validados con los datos operacionales de la planta de estudio, ya que el parámetro considerado corresponde a la temperatura de operación del traceado eléctrico, el cual se mantiene siempre activado mientras exista circulación de sales a una temperatura entre 290 y 305 °C.

A partir de lo anterior, se observa que mantener el sistema permanentemente encendido implica un consumo energético significativamente mayor que si fuese gestionado mediante un controlador que activara el traceado únicamente cuando, por ejemplo, la temperatura en las tuberías de ascenso descienda por debajo de 300 °C. Esto refleja que, en la configuración actual, la prioridad otorgada a la seguridad operativa del sistema se sitúa por sobre la eficiencia energética asociada a la estrategia de operación del sistema de calentamiento.

4.8. Análisis de desempeño e ineficiencias basado en datos operacionales

4.8.1. Tratamiento de datos operacionales

Para evaluar el desempeño real del sistema de bombeo y detectar ineficiencias, se recopiló una serie de datos operacionales correspondientes a configuraciones de 2 y 3 bombas en paralelo.

Los datos recopilados corresponden a distintas jornadas operativas, habiéndose descartado aquellos registros que presentaban imprecisiones en la medición. Para consultar el detalle específico de los días y horarios abarcados, véase el Anexo 1. La base de datos resultante consta de 200 puntos válidos para la configuración de 2 bombas y 443 puntos para el régimen de 3 bombas.

Dado que la instrumentación de presión en terreno de cada bomba individual presenta incertidumbre, en este caso se opta por otro método para calcular en base a datos medidos la altura manométrica que logra el sistema de bombeo.

La metodología de cálculo es la siguiente:

Primero se recopila la potencia consumida por los variadores de frecuencia de cada bomba. Posteriormente, para conocer la potencia hidráulica como tal de cada bomba, se utiliza la siguiente ecuación de conversión de energía:

$$P_{hid,i} = P_{in,VFD} \cdot \eta_{VFD} \cdot \eta_{motor} \cdot \eta_{mecánico} \cdot \eta_{bomba}(Q, n) \quad (4.35)$$

En base con la ecuación anterior, se definen los parámetros de rendimiento involucrados en la conversión de potencia. Para la eficiencia del variador de frecuencia (η_{VFD}), se adopta un valor de 0.91, cifra suministrada por el Departamento de Mantenimiento. Por su parte, la eficiencia del motor (η_{motor}) se establece en 0.95 de acuerdo con las especificaciones técnicas del equipo. Por otro lado, se estima una eficiencia mecánica ($\eta_{mecánico}$) de 0.98, factor que cuantifica las pérdidas internas asociadas a la operación de cada bomba.

Como las bombas operan a velocidades variables y solo se dispone de curvas para velocidades fijas de 1200 y 1390 rpm, se aplica el siguiente procedimiento basado en la similitud dinámica.

Para cada punto de operación registrado, se compara la velocidad operativa de las bombas con las curvas de referencia disponibles. El criterio de selección consiste en adoptar la curva (1200 o 1390 rpm) que presente la menor desviación respecto a la velocidad operativa, con el fin de minimizar el error de estimación. A modo de ejemplo, si una unidad opera a 1250 rpm, se selecciona la curva característica de 1200 rpm.

No obstante, dado que el caudal operativo está asociado a una revolución distinta a la de referencia, no es posible obtener la eficiencia mediante una lectura directa. Para resolver esta incompatibilidad, se proyecta dicho caudal hacia la velocidad de la curva seleccionada aplicando las leyes de afinidad. De este modo:

$$Q_{\text{proyectado}} = Q_{\text{operativo}} \cdot \left(\frac{n_{1200-1390}}{n_{\text{operativo}}} \right) \quad (4.36)$$

La elección de esta metodología se basa principalmente porque la eficiencia se mantiene estable entre revoluciones cercanas. Por lo tanto, la desviación al usar la curva más próxima es despreciable.

Una vez extraídas todas las variables, se calcula la potencia hidráulica de cada bomba individual y posteriormente, como el sistema de bombeo está en paralelo, la potencia hidráulica total transferida al fluido es la suma de las contribuciones individuales.

$$P_{\text{hid},t} = \sum P_{\text{hid},i} \quad (4.37)$$

Por último, la altura manométrica se obtiene relacionando esta potencia total con el flujo másico bombeado (dato medido) y la densidad del fluido (ρ) a 300 °C.

$$H = \frac{P_{\text{hid},t}}{\rho(300C) \cdot g \cdot Q_t} \quad (4.38)$$

Este enfoque de obtención de la altura entrega la siguiente figura que se presenta en la siguiente página.

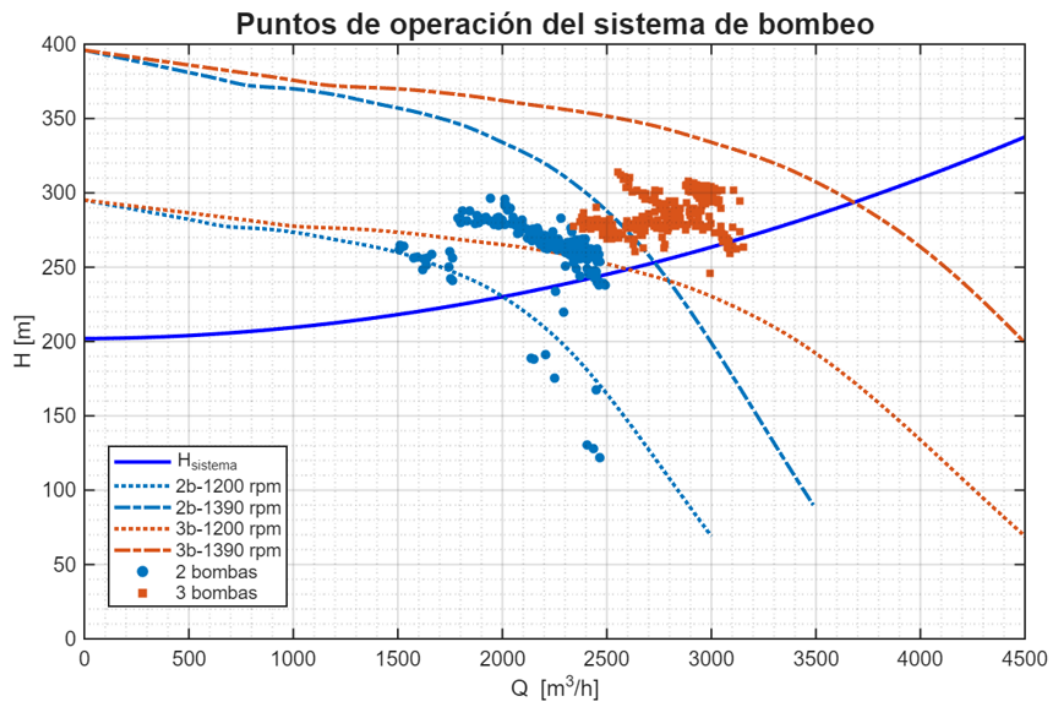


Figura 4.17: Puntos de operación del sistema de bombeo bajo distintas velocidades de revolución [Elaboración propia].

Al analizar la figura, se evidencia una dispersión en la distribución de los puntos. Esta nube de datos no sigue una tendencia única y resulta difícil de interpretar, ya que las bombas operan a distintas revoluciones durante las jornadas seleccionadas.

Con el objetivo de aislar el comportamiento de la velocidad y demostrar que los datos operacionales existen en ese régimen, se procedió a estandarizar la totalidad de la muestra presentada en la figura 4.17.

Para ello, se aplicaron las leyes de afinidad para escalar todos los puntos a una velocidad de referencia común de 1290 rpm. Mediante este método, se elimina la dispersión original y se obtiene una tendencia clara como muestra la siguiente figura.

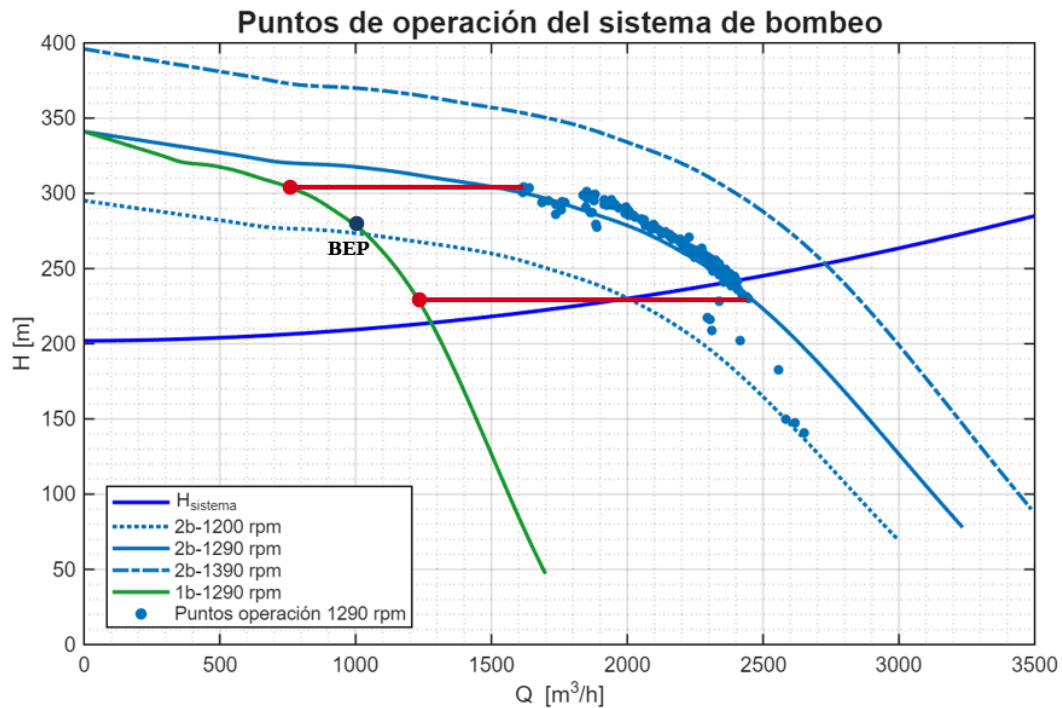


Figura 4.18: Puntos de operación de dos bombas en paralelo escalados a una velocidad de 1290 [rpm] [Elaboración propia].

En el rango de caudales bajos y medios, los puntos de operación se agrupan siguiendo la tendencia de la curva característica de bombeo a 1290 rpm. La dispersión es mínima y los puntos se sitúan sobre o muy cerca de la curva del sistema. Esto confirma el alcance estacionario que cumple el modelo hidráulico explicado en la sección 4.6.

Se observa que a partir de los $2600 \text{ m}^3/\text{h}$ hay una desviación abrupta. Los puntos sufren un desplazamiento con respecto a la curva característica de la bomba, además, se sitúan por debajo de la curva del sistema en su totalidad. Este fenómeno se puede justificar por el siguientes motivo:

- Modo de operación: esos puntos señalados no resultan coherentes con el sistema analizado. Es altamente probable que, en esos instantes, el circuito haya seguido trayectos alternativos, por ejemplo durante pruebas de válvulas, recirculaciones u otras maniobras específicas. Esta situación puede implicar un daño en los equipos. Por lo tanto, es menester revisar con mayor detalle las estrategias de operación y precisar bajo qué condiciones se activan los distintos modos de servicio del sistema.

- Limitación en el cálculo: es preciso señalar que las curvas de las figuras 4.4 y 4.3 caracterizan el comportamiento solo hasta los $1350 \text{ m}^3/\text{h}$ por bomba aproximadamente. Para los puntos operativos que exceden este valor, es necesario extrapolar los datos de eficiencia. Esto introduce un margen de incertidumbre en los resultados obtenidos.

Teniendo esto en cuenta, se propone fijar un límite de operación para la configuración de dos bombas en el rango de $2600 \text{ m}^3/\text{h}$. Operar por encima de este umbral resulta ineficiente energéticamente debido a la desviación con respecto al BEP. Además, implica forzar a las bombas a trabajar fuera de sus condiciones de diseño.

En contraste con el análisis de dos bombas, la figura 4.19 muestra un escenario mucho más estable cuando el sistema de bombeo trabaja con 3 unidades.

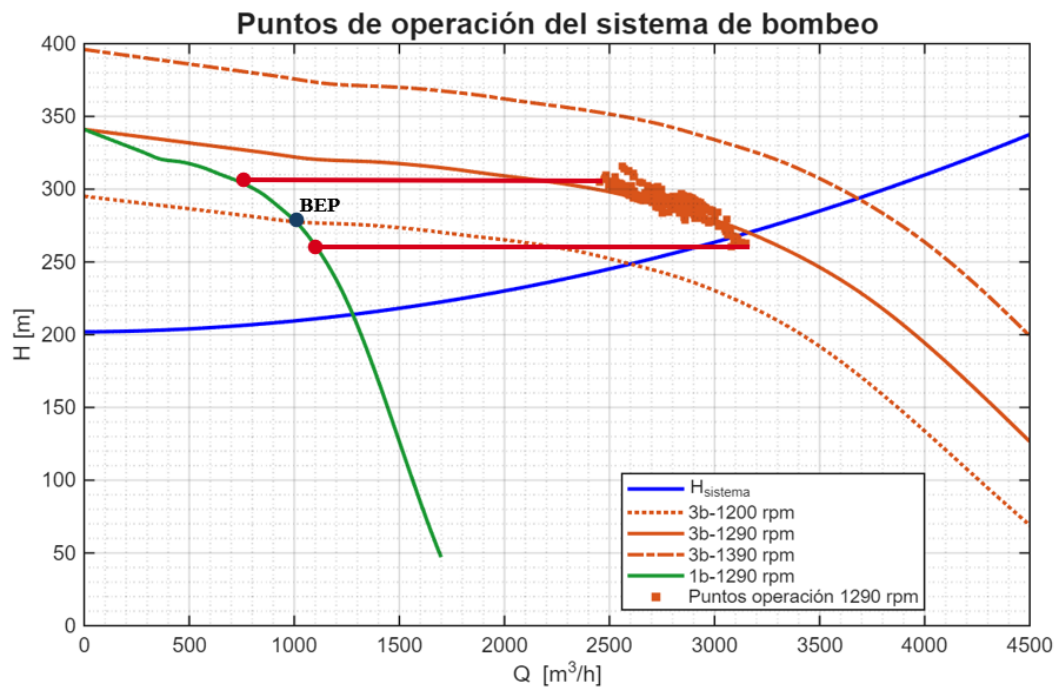


Figura 4.19: Puntos de operación de 3 bombas en paralelo escalados a una velocidad de 1290 [rpm] [Elaboración propia].

Se desprende que para los datos utilizados, en esta configuración el sistema opera con un caudal mínimo de $2450 \text{ m}^3/\text{h}$ hasta caudales cercanos a los $3200 \text{ m}^3/\text{h}$. Esto implica que cada unidad de bombeo maneja un flujo individual en el rango de 815 a

1066 m^3/h como muestran los puntos rojos de la figura 4.19. Al relacionar este intervalo con la curva característica individual a 1290 rpm, se verifica que los equipos trabajan en zonas no tan alejadas del BEP con desviaciones de un 20% y 9% dependiendo del extremo de análisis.

En conclusión, se identificó un umbral de 2600 m^3/h como punto crítico. Superar este flujo es inviable para la configuración de 2 unidades en paralelo y la solución es siempre operar con 3 unidades ya que el sistema se comporta de manera estable y dentro de la zona de diseño, lo cual garantiza una eficiencia óptima en la operación.

Asimismo, se identifica que la operación con 3 unidades en paralelo es más estable con respecto al BEP de cada bomba individual. Esto se debe a que operar con dos bombas involucra una desviación de un 20-25% con respecto al BEP. En cambio, si se observan los datos operacionales asociados a la figura 4.19, la desviación varía entre el 9-20%.

4.8.2. Caracterización de irreversibilidades térmicas e hidráulicas en la tubería de ascenso

Para complementar el análisis del sistema, se realizó un análisis de pérdidas de exergía aplicado específicamente al concepto de entropía. El objetivo de esta etapa no es la determinación de un punto de operación, sino cuantificar las pérdidas de exergía para direccionar correctamente las estrategias de eficiencia energética.

El volumen de control quedó delimitado exclusivamente al tramo del *riser*. Por lo tanto, el receptor solar queda fuera del alcance de este análisis, justificado por dos motivos fundamentales:

- Complejidad del perfil térmico: a diferencia del riser, donde el gradiente de temperatura es predecible y conocido, el receptor presenta una distribución de flujo de calor variable y dependiente de la radiación (DNI), cuya modelación térmica detallada excede el alcance de este estudio.
- Magnitud de pérdidas térmicas: según la documentación técnica, las pérdidas térmicas en el receptor son por diseño de un orden de magnitud superior a la del sistema de tuberías. De esta forma, el foco de esta sección se centra en el

análisis de la eficiencia del transporte a través del *riser*, para determinar si las ineficiencias predominantes en el trayecto son de naturaleza térmica o hidráulica.

De acuerdo con lo anterior, la figura 4.20 evalúa el Be bajo dos escenarios de temperatura ambiente (0-40 °C) y considerando los puntos operacionales expuestos en las figura 4.17.

$$\dot{S}_{\text{gen, fricción}} = \frac{\dot{W}_{\text{fricción}}}{T_{\text{sal}} (300^{\circ}\text{C})} \quad (4.39)$$

$$\dot{S}_{\text{gen, calor}} = \dot{Q}_{\text{loss}} \left(\frac{T_{\text{sal}} (300^{\circ}\text{C}) - T_{\text{amb}}}{T_{\text{sal}} (300^{\circ}\text{C}) \cdot T_{\text{amb}}} \right) \quad (4.40)$$

De esta forma, Be queda definido como:

$$Be = \frac{\dot{S}_{\text{gen, calor}}}{\dot{S}_{\text{gen, total}}} \quad (4.41)$$

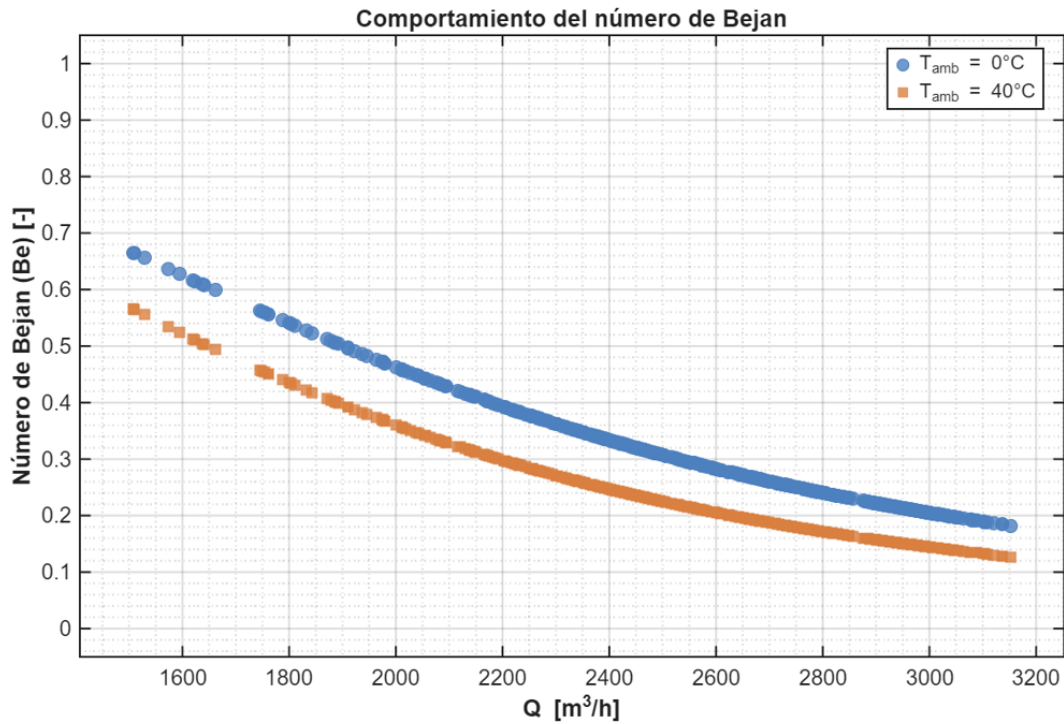


Figura 4.20: Evolución del número de Bejan en función del caudal de los datos operacionales [Elaboración propia].

Al interpretar las 2 curvas, el primer mensaje que entregan es que la ineficiencia del

sistema se rige casi por completo por la fricción en la tubería de ascenso, mientras que las irreversibilidades térmicas tienen un rol menos preponderante dentro del rango real a plena carga.

De acuerdo con la ecuación 4.41, el Be describe la proporción entre la irreversibilidad térmica e irreversibilidad total del sistema. Al observar su comportamiento, en la figura 4.20 se distingue un patrón claro:

- En el rango operativo nominal (sobre los $2000 \text{ m}^3/\text{h}$, el Be empieza a caer drásticamente y para caudales cercanos a la plena carga de 3 unidades en paralelo toma valores entre 0.1 y 0.2.
- Esos valores bajos indican una dominancia casi absoluta de la irreversibilidad hidráulica asociada a la fricción. El calor transferido al ambiente existe, pero su contribución es tan pequeña que no altera la interpretación del sistema.
- Este comportamiento se mantiene tanto para 0°C como para 40°C de temperatura ambiente, lo que confirma que la variación térmica no modifica el régimen de pérdidas en la tubería de ascenso.

En la práctica, esta caída señala que el 80-90 % de las ineficiencias provienen de la fricción de la tubería. Aunque el aislamiento o las pérdidas térmicas del riser fueran optimizadas, el impacto sobre la eficiencia global sería mínimo.

Por otra parte, al analizar la tendencia a lo largo de todo el rango de operación, la curva muestra un comportamiento físicamente coherente con el régimen de flujo del sistema. El Be se mantiene igualmente bajo en ambas configuraciones dentro del rango nominal, lo que indica que el mecanismo dominante no cambia aunque se aumente el número de bombas, solo intensifica el efecto de la fricción.

En síntesis, el análisis confirma que el costo exergético del transporte está controlado por la fricción y que cualquier optimización debe orientarse hacia el manejo de la velocidad del flujo, la configuración de bombas en paralelo y el ajuste del punto de operación. Esta distinción es importante porque el sistema no se ve limitado por un costo energético convencional, que solo cuantifica la energía perdida, sino por un costo exergético asociado a la destrucción irreversible del trabajo útil. En otras palabras, mientras

la pérdida térmica puede representar varios kW, pero con un impacto exergético bajo, la fricción elimina la capacidad de producir energía que proporcionan las bombas. Este proceso es una de las pérdidas más críticas porque convierte trabajo mecánico en energía interna que ya no puede aprovecharse.

4.8.3. Análisis de eficiencia energética

Para la evaluación del desempeño energético del sistema de bombeo, se adoptó como indicador clave el Consumo Específico de Energía (SEC). Según lo establecido por Lawrence et al. [21], el SEC se consolida como una de las métricas más efectivas en la gestión energética industrial, ya que permite normalizar el uso de energía respecto a la producción física (en este caso, el flujo másico de sales transportadas).

$$SEC \left[\frac{\text{kWh}}{\text{ton}} \right] = \frac{P}{Q \cdot \rho} \quad (4.42)$$

La idea, al igual que con la sección anterior, es trabajar sobre los datos operacionales extraídos bajo una lógica comparativa en base a una velocidad variable de revoluciones.

La figura 4.21, presentada en la siguiente página, muestra las curvas de tendencia para las configuraciones de dos y tres bombas obtenidas mediante un ajuste polinómico de segundo grado (función polyfit de MATLAB). Este procedimiento permite suavizar la variabilidad de los registros y visualizar el comportamiento promedio del sistema. Adicionalmente, para garantizar la fidelidad de la regresión en el régimen de dos bombas, se filtraron los datos dispersos observados a caudales superiores a $2600 \text{ m}^3/\text{h}$, los cuales corresponden a puntos fuera de la zona de operación estable para dos bombas.

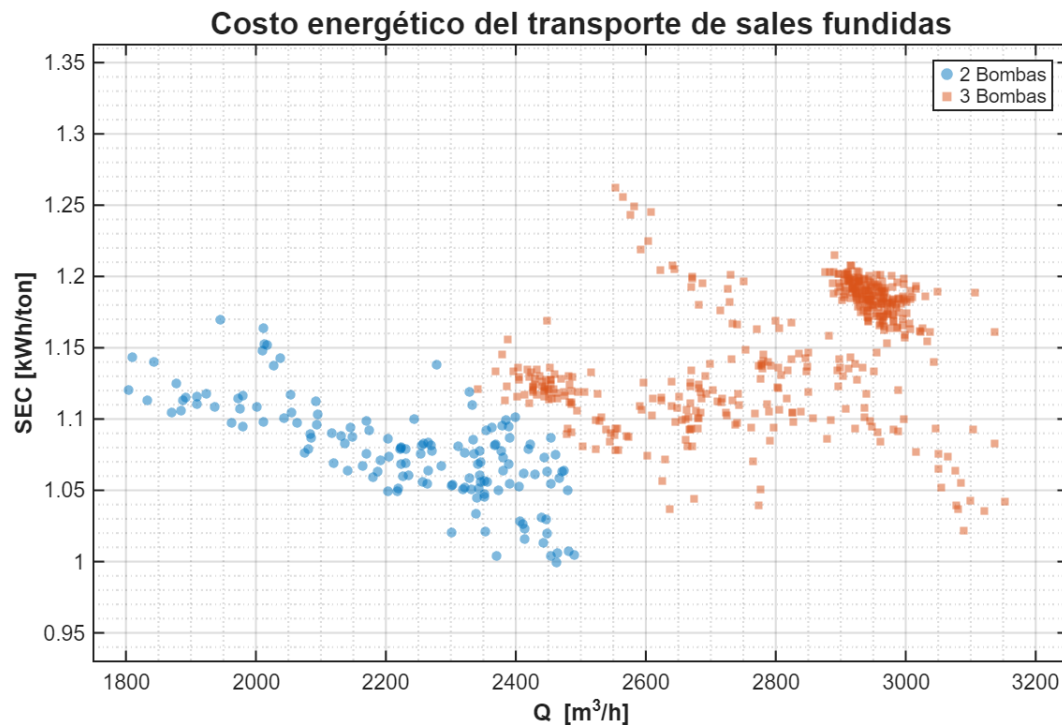


Figura 4.21: Consumo específico de energía del sistema de bombeo bajo las dos configuraciones de operación [Elaboración propia].

Del análisis de los puntos de operación se desprenden hallazgos para la estrategia de operación:

Se identifica una zona operativa entre los $2350\text{--}2500\text{ m}^3/\text{h}$ donde ambas configuraciones son capaces de satisfacer la demanda. En este rango, la curva de dos bombas se sitúa por debajo de la curva de 3 bombas. Específicamente para un caudal cercano a los $2400\text{ m}^3/\text{h}$, el sistema opera con un SEC aproximado de 1.05 kWh/ton . Mientras que al activar la tercera bomba el SEC se eleva hasta valores de 1.15 kWh/ton .

Esto implica que, mientras la demanda del sistema se mantenga constante (descartando condiciones de estrangulamiento y demanda del receptor), la entrada de una tercera bomba resulta ineficiente. En términos de consumo de energía, la operación con dos unidades en paralelo permite un ahorro del 7% en comparación con el uso de tres bombas para este mismo requerimiento. Por consiguiente, la estrategia operativa más adecuada para este rango de caudales es mantener en servicio únicamente dos unidades.

4.8.4. Cuantificación del potencial de ahorro

La caracterización independiente de cada régimen de bombeo define las siguientes estrategias de mejora:

- Régimen de dos bombas: para caudales operativos entre los 2100-2400 m^3/h se evidencia un ahorro porcentual en comparación con caudales entre los 1600-2000 m^3/h . Una manera simple de cuantificar este valor, es mediante la relación del error relativo. Si se toma como valor de referencia 2400 y 2000 m^3/h :

$$\text{Ahorro (\%)} = \frac{SEC_{2000} - SEC_{2400}}{SEC_{2000}} \quad (4.43)$$

$$\text{Ahorro (\%)} = \frac{1.11 - 1.05}{1.11} = 5.4 \% \quad (4.44)$$

- Régimen de tres bombas: en este caso, se observa un comportamiento más disperso en algunas zonas de operación. Se distingue una alta densidad de puntos operativos en el tramo de los 2600-2800 m^3/h y en los 2900-3000 m^3/h , lo que evidencia que esta es la zona de operación predominante para el régimen de tres bombas. En vista de lo anterior, se procede a calcular el potencial de ahorro entre las dos zonas con mayor densidad de puntos:

$$\text{Ahorro (\%)} = \frac{SEC_{2900} - SEC_{2700}}{SEC_{2900}} \quad (4.45)$$

$$\text{Ahorro (\%)} = \frac{1.19 - 1.10}{1.19} = 7.5 \% \quad (4.46)$$

El análisis del SEC, aplicado a los datos de operación, demostró que la eficiencia del sistema está ligada al punto de trabajo de cada configuración de bombeo. La evaluación cuantificó el potencial de ahorro de energía eléctrica en función del caudal: la operación optimizada de dos bombas mostró una reducción del SEC del 5.4%, mientras que la optimización del régimen de tres bombas arrojó un ahorro potencial del 7.5%. Este indicador (SEC) valida la eficiencia al medir la intensidad energética del proceso. De este modo, se confirma que la energía eléctrica se convierte en trabajo hidráulico útil de manera más efectiva.

Adicionalmente, este diagnóstico permite establecer directrices de operación claras y orientadas al ahorro. Las zonas más estables y eficientes para cada configuración de bombeo, definidas por la mínima dispersión del SEC, se encuentran: para dos bombas, en el rango de 2300-2500 m^3/h , y para tres bombas, en el rango de 2600-2800 m^3/h . La implementación de una lógica de control que priorice la operación en estas ventanas óptimas se establece como una medida de eficiencia energética de alto impacto operacional y nulo costo de implementación.

Resulta fundamental profundizar el análisis mediante una mayor densidad de datos operacionales para caudales superiores a 3000 m^3/h . Según se desprende de la figura 4.21, en este régimen de flujo el SEC alcanza valores de 1.05, lo que sugiere una configuración operativa más eficiente en comparación con el caso de análisis previo.

Capítulo 5

Conclusiones del trabajo

En este trabajo se inicia con el levantamiento y ordenamiento de la información disponible del circuito de transporte de sales fundidas, mediante la integración de planos, P&ID y documentación técnica para obtener una descripción coherente del sistema. A partir de esta base se construye un modelo matemático del sistema de bombeo y de las principales líneas de proceso, el cual se implementa en MATLAB y se analiza utilizando datos de operación reales proporcionados por la organización de estudio.

Con esta herramienta se descompone, de manera detallada, la contribución de la carga estática y de las pérdidas por fricción y accesorios. A su vez, se analiza el rol del receptor central y de la válvula de control en la forma de la curva del sistema, y se estiman las pérdidas térmicas en los tramos de ascenso y descenso a partir del modelo térmico desarrollado. En paralelo, se emplea el número de Bejan como indicador para identificar las irreversibilidades más relevantes, y se utiliza el consumo específico de energía para evaluar la eficiencia del sistema de bombeo en distintas configuraciones y rangos de caudal. Con ello es posible determinar ventanas de operación más favorables desde el punto de vista energético.

El modelamiento del circuito muestra que el sistema de transporte de sales opera en un régimen fuertemente dominado por la carga estática asociada a la altura de la torre, del orden de 220 m. Desde el punto de vista dinámico, el receptor se confirma como el elemento más crítico, ya que su configuración interna concentra la mayor parte de las pérdidas de carga, mientras que la contribución del riser es comparativamente menor.

El contraste entre el modelo y los datos de planta muestra que la herramienta desarrollada reproduce con alta fidelidad el comportamiento del sistema en su régimen productivo (modo potencia). En el régimen de operación con dos y tres bombas, cuando no se incluye de forma explícita la caída de presión en la válvula LV-16503, la desviación entre el modelo y los datos de planta disminuye a medida que el sistema entra en su zona productiva y se mantiene en torno al 3-6 % para caudales superiores a

2000 [m^3/h]. En ese rango, la fricción adquiere un papel predominante en el balance hidráulico y el modelo la captura con buena precisión. En otro escenario, cuando se incorpora la pérdida de presión asociada a la válvula LV-16503, el error se reduce hasta aproximadamente un 1.5 %, lo que indica que la herramienta representa de manera adecuada tanto las pérdidas por fricción del circuito como el efecto de la válvula en el control del proceso.

En cambio, bajo condiciones de baja carga con una sola bomba en operación, el error se mantiene en torno al 8 %. Esta diferencia pone en evidencia que un enfoque estrictamente estacionario no resulta suficiente para describir con detalle las maniobras de llenado y bypass, por lo que se vuelve necesario, a futuro, desarrollar un modelo dinámico que incorpore la evolución temporal de caudales y presiones.

Desde el punto de vista térmico, los resultados del modelo indican que el parámetro clave no es la temperatura ambiente, sino la acción del viento sobre los tramos con aislamiento deficiente. Los espesores de aislamiento de diseño mantienen la tubería en un régimen estable. Sin embargo, el hecho de que el traceado eléctrico permanezca permanentemente activo (en torno a 290 a 305 °C) mientras circulan sales implica un consumo de energía mayor al necesario. Una alternativa más eficiente sería gobernar su funcionamiento mediante un controlador, de modo que se active solo cuando la temperatura de las líneas descienda por debajo de un valor de consigna definido. En la práctica, esta configuración evidencia una priorización de la seguridad operativa por sobre la eficiencia energética asociada a estos sistemas de calentamiento.

El análisis de los puntos de operación reconstruidos en torno a 1290 rpm muestra que el método aplicado es confiable dentro de un rango de caudales cercano a 1600–3200 m^3/h . Fuera de ese intervalo, su capacidad de representación se vuelve limitada. En este contexto, se identifica un umbral en torno a 2600 m^3/h , a partir del cual la configuración con dos bombas en paralelo deja de ser viable, por lo que la operación con tres bombas pasa a ser necesaria para mantener el sistema dentro de su zona de diseño y asegurar un comportamiento estable.

De igual forma, bajo un régimen nominal, los datos operacionales muestran que la operación con dos unidades en paralelo presenta una desviación (del caudal) que varía entre el 20-25% respecto al BEP de cada unidad individual. En cambio, operar con tres

bombas en paralelo, es más estable mecánicamente ya que la desviación disminuye a valores que fluctúan entre el 9-20%.

El uso del número de Bejan permite distinguir con claridad el origen de las irreversibilidades del proceso. Los resultados indican que el costo exergético del transporte está dominado por la fricción, mientras que las pérdidas térmicas tienen un aporte exergético relativamente menor, aun cuando su magnitud energética pueda ser apreciable. En consecuencia, cualquier estrategia de mejora debe centrarse en el manejo de la velocidad del flujo, la configuración de bombas en paralelo y el ajuste del punto de operación, dado que es en estos aspectos donde se concentra la pérdida de capacidad de producir trabajo útil.

El análisis del consumo específico de energía (SEC) aplicado a los datos de operación muestra que la eficiencia del sistema depende de forma marcada de la estrategia de operación y del punto de trabajo asociado a cada configuración de bombeo. Se observa que ambas configuraciones de bombeo son capaces de satisfacer la demanda en la zona de caudales entre los 2200-2500 m^3/h . Ante esto, se sugiere optar por la operación con dos unidades en paralelo dado que se pueden lograr ahorros cercanos al 7% en comparación con el uso de 3 unidades.

Además, los resultados cuantifican un potencial de ahorro del orden de 5.4 % para dos bombas y de 7,5 % para tres bombas cuando se opera en rangos de caudal más convenientes. Se identifican ventanas de operación especialmente estables y eficientes, en torno a 2200–2500 m^3/h para dos bombas y 2600–2800 m^3/h para tres bombas. Priorizar estos intervalos mediante la lógica de control se perfila como una medida de mejora energética de alto impacto operativo y sin requerir costos adicionales de inversión. Asimismo, se plantea a futuro, evaluar con mayor cantidad de datos los caudales operativos que superan los 3000 m^3/h dado que se observa una posible estrategia de mejora orientada a la operación de dicho caudal.

En síntesis, los resultados obtenidos abren varias líneas de trabajo complementarias. Una primera necesidad es el desarrollo de un modelo dinámico que permita representar de forma adecuada las etapas de baja carga, arranque y bypass, donde el enfoque estacionario mostró limitaciones. Un modelo transitorio que incorpore la evolución temporal de caudales y presiones permitiría analizar fenómenos como el llenado del circuito,

los cambios de configuración de bombas y las variaciones rápidas en la válvula de control, y con ello ofrecer una visión más completa del comportamiento hidráulico del sistema.

Por otra parte, el análisis se centró en la eficiencia energética del sistema de bombeo, pero en la operación real de una planta termosolar intervienen otras variables de igual o mayor peso, como la vida útil de bombas, válvulas, tuberías y el propio receptor. Resulta pertinente avanzar hacia modelos que integren la eficiencia energética con criterios de confiabilidad y costo del ciclo de vida, de modo de evaluar el impacto que tienen las estrategias de operación sobre el desgaste de los componentes y los requerimientos de mantenimiento. La adición de indicadores de integridad mecánica y disponibilidad permitiría adoptar un enfoque de operación balanceado. Bajo esta premisa, es posible priorizar la reducción del estrés mecánico en componentes críticos, como las válvulas, aceptando desviaciones del punto de máxima eficiencia de bombeo en favor de una mayor confiabilidad del sistema.

Finalmente, sería deseable profundizar el tratamiento térmico y la base de datos utilizada. Extender el modelo para incluir una representación más detallada del receptor y del sistema de traceado, junto con mejorar la instrumentación disponible en la planta (en particular mediciones de presión y temperatura en puntos adicionales del circuito), permitiría validar y refinar los resultados obtenidos. Estas mejoras facilitarían también la aplicación de técnicas de control avanzado orientadas a mantener el sistema dentro de zonas de operación energéticamente favorables, sin comprometer la seguridad ni la continuidad del servicio.

Capítulo 6

Anexo 1

Tabla 6.1: Hoja de datos TV-17503 [9]

Customer		Cockrill Maintenance et Ingénierie			
Customer Ref.		9043			
Customer Item No.					
Customer Enquiry/Order No.		4600002248-02			
Project Title		CSP ATACAMA 1			
Application		SR Panel Inlet Control Valve			
ITEM	REV	DESC	Program Version 6.2.5		
			Service Medium: Molton Salt		Phase: Liquid
1		Condition	Max	Max 1	Norm
2		Liquid Flow Rate kg/sec	873	855	715
3		Inlet Pressure barg	10.79	10.79	8.6
4		Outlet Pressure barg	8.852	8.632	7.3
5		Pressure Drop bar	1.938	2.158	1.3
6		Inlet Temperature °C	290	290	290
7		Specific Gravity	1.9	1.9	1.9
8		Vapour Pressure bar(a)	0.1	0.1	0.1
9		Critical Pressure bar(a)	200	200	200
10		Viscosity Centi-Poise	3.5	3.5	3.5
11					
12		Calc Cv US Units	1899.9	1763.3	1899.8
13	A	SPL @ 1m dBA	80.2	81.1	<75
14	A	Valve Travel %	100	98	100
15		Inlet Velocity m/sec	5.17	5.06	4.23
16		Outlet Velocity m/sec	5.17	5.06	4.23
17		Design: Press / Temp	20barg		0°C / 370 °C
18		Shut-Off Pressure	20bar		
19		Inlet Pipe Size / Schedule	400 mm (16")		Shd STD
20		Outlet Pipe Size / Schedule	400 mm (16")		Shd STD
21		Pipe Insulation Thickness	40 mm Acoustic		
22		Valve Range / Model	BV 500		

Tabla 6.2: Registro de datos operacionales de 2 bombas en paralelo

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	PB1[kW]	PB2[kW]	rpm B1	rpm B2
2023-01-23 09:02:00.000	2149.362632	1552	1570	1205	1202
2023-01-23 09:03:00.000	1641.344605	1587	1615	1205	1202
2023-01-23 09:04:00.000	1594.716316	1553	1579	1205	1202

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.2 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	PB1[kW]	PB2[kW]	rpm B1	rpm B2
2023-01-23 08:12:00.000	2253.700526	2062	2023	1255	1245
2023-01-23 08:17:00.000	1745.322763	1631	1656	1205	1202
2023-01-23 08:37:00.000	1748.776711	1735	1705	1227	1216
2023-01-23 08:38:00.000	1762.016842	1716	1689	1224	1214
2023-01-23 08:39:00.000	1661.276711	1654	1612	1215	1205
2023-01-23 08:40:00.000	1623.211316	1593	1572	1209	1202
2023-01-23 08:41:00.000	1637.386974	1560	1578	1205	1202
2023-01-23 08:42:00.000	1528.227763	1540	1559	1205	1202
2023-01-23 08:43:00.000	1507.720000	1501	1527	1205	1202
2023-01-23 08:44:00.000	1573.848684	1527	1556	1205	1202
2023-01-23 08:45:00.000	1509.734737	1522	1546	1204	1202
2023-01-24 08:49:00.000	1618.965921	1548	1515	1202	1202
2023-01-24 08:54:00.000	2137.849474	1574	1536	1202	1202
2023-01-24 08:55:00.000	2249.671053	1589	1546	1202	1202
2023-01-24 08:57:00.000	1754.605263	1621	1580	1202	1202
2023-01-24 08:58:00.000	1760.505789	1618	1575	1202	1202
2023-01-25 17:57:00.000	2437.695263	1357	1298	1204	1199
2023-01-25 17:58:00.000	2405.026842	1333	1293	1204	1199
2023-01-25 18:11:00.000	2468.277105	1318	1277	1204	1199
2023-02-06 14:58:00.000	2208.367632	1668	1596	1236	1230
2023-01-29 10:11:00.000	2413.086053	2350	2305	1310	1303
2023-01-29 10:14:00.000	2321.772105	2341	2298	1308	1301
2023-01-29 10:15:00.000	2410.423421	2376	2322	1312	1305
2023-01-29 10:16:00.000	2352.066316	2386	2333	1313	1307
2023-01-29 10:17:00.000	2448.416842	2396	2346	1316	1308
2023-01-29 10:18:00.000	2454.533421	2361	2319	1311	1304
2023-01-29 10:19:00.000	2461.872895	2364	2309	1311	1304
2023-01-29 10:20:00.000	2413.661579	2370	2321	1312	1304
2023-01-29 10:22:00.000	2440.141842	2418	2359	1317	1310
2023-01-29 10:24:00.000	2441.725000	2377	2322	1312	1305
2023-01-29 10:25:00.000	2406.393947	2376	2324	1313	1305
2023-01-29 10:27:00.000	2481.877105	2393	2354	1316	1308
2023-01-29 10:28:00.000	2490.152105	2400	2352	1316	1309

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.2 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	PB1[kW]	PB2[kW]	rpm B1	rpm B2
2023-01-29 10:33:00.000	2352.210000	2364	2305	1309	1302
2023-01-29 10:34:00.000	2300.688684	2322	2279	1305	1298
2023-01-29 10:35:00.000	2352.426053	2311	2251	1302	1295
2023-01-29 10:36:00.000	2370.560526	2287	2234	1301	1294
2023-01-29 10:37:00.000	2338.970000	2318	2274	1307	1300
2023-01-29 10:38:00.000	2351.202632	2363	2315	1310	1303
2023-01-29 10:39:00.000	2446.905789	2410	2376	1319	1311
2023-01-29 10:40:00.000	2464.175526	2378	2330	1315	1308
2023-01-29 10:43:00.000	2263.702632	2292	2241	1303	1296
2023-01-29 10:44:00.000	2256.650789	2294	2232	1302	1294
2023-01-29 10:45:00.000	2223.982368	2306	2257	1304	1297
2023-01-29 10:46:00.000	2226.860526	2272	2211	1299	1292
2023-01-29 10:47:00.000	2094.819079	2224	2164	1293	1286
2023-01-29 10:48:00.000	2218.657368	2242	2189	1295	1288
2023-01-29 10:49:00.000	2217.434211	2235	2183	1295	1288
2023-01-29 10:50:00.000	2203.762368	2224	2168	1293	1287
2023-01-29 10:51:00.000	2093.523816	2199	2160	1291	1283
2023-01-29 10:52:00.000	2084.673158	2177	2125	1286	1279
2023-01-29 10:54:00.000	2137.417763	2219	2176	1292	1286
2023-01-29 10:55:00.000	2116.046447	2211	2171	1293	1286
2023-01-29 10:57:00.000	2170.446184	2242	2192	1295	1288
2023-01-29 10:59:00.000	2145.405000	2258	2200	1297	1291
2023-01-29 11:00:00.000	2147.923553	2241	2195	1295	1288
2023-01-29 11:01:00.000	2174.115921	2282	2228	1300	1293
2023-01-29 11:02:00.000	2169.582632	2288	2239	1301	1294
2023-01-29 11:03:00.000	2222.327368	2301	2252	1302	1296
2023-01-29 11:05:00.000	2223.406579	2299	2259	1303	1296
2023-01-29 11:06:00.000	2231.178158	2288	2242	1300	1294
2023-01-29 11:07:00.000	2255.139737	2345	2288	1307	1300
2023-01-29 11:08:00.000	2253.125000	2326	2277	1307	1299
2023-01-29 11:09:00.000	2230.386579	2315	2255	1303	1297
2023-01-29 11:10:00.000	2257.874211	2347	2296	1307	1300
2023-01-29 11:11:00.000	2269.243421	2361	2300	1309	1302

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.2 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	PB1[kW]	PB2[kW]	rpm B1	rpm B2
2023-01-29 11:13:00.000	2242.835000	2367	2317	1311	1305
2023-01-29 11:14:00.000	2328.823947	2362	2319	1310	1304
2023-01-29 11:15:00.000	2265.645526	2358	2303	1310	1302
2023-01-29 11:16:00.000	2344.222895	2386	2337	1312	1305
2023-01-29 11:18:00.000	2335.372105	2409	2362	1316	1309
2023-01-29 11:22:00.000	2388.332632	2452	2394	1320	1313
2023-01-29 11:24:00.000	2332.350000	2482	2435	1325	1318
2023-01-29 11:25:00.000	2379.194211	2503	2446	1327	1320
2023-01-29 11:26:00.000	2430.067895	2480	2418	1324	1317
2023-01-29 11:27:00.000	2363.651316	2490	2421	1324	1318
2023-01-29 11:28:00.000	2454.101579	2484	2430	1325	1318
2023-01-29 11:29:00.000	2389.196053	2511	2455	1327	1321
2023-01-29 11:30:00.000	2398.982368	2532	2485	1330	1324
2023-01-29 11:31:00.000	2453.885789	2561	2505	1335	1328
2023-01-29 11:39:00.000	2448.704737	1739	1668	1239	1233
2023-01-06 09:12:00.000	2120.148026	2160	2145	1277	1281
2023-01-06 09:13:00.000	2140.943684	2172	2153	1279	1283
2023-01-06 09:14:00.000	2180.520132	2211	2175	1281	1285
2023-01-06 09:15:00.000	2191.025921	2241	2217	1288	1291
2023-01-06 09:16:00.000	2164.689605	2202	2185	1284	1287
2023-01-06 09:17:00.000	2187.068289	2216	2199	1285	1288
2023-01-06 09:18:00.000	2301.840000	2244	2218	1287	1291
2023-01-06 09:19:00.000	2235.207632	2271	2232	1291	1294
2023-01-06 09:20:00.000	2265.501579	2301	2277	1295	1298
2023-01-06 09:21:00.000	2223.262632	2267	2243	1292	1295
2023-01-06 09:22:00.000	2204.194079	2256	2239	1290	1293
2023-01-06 09:23:00.000	2202.826842	2282	2263	1293	1296
2023-01-06 09:24:00.000	2340.696842	2339	2305	1300	1304
2023-01-06 09:25:00.000	2317.814474	2326	2300	1299	1303
2023-01-06 09:26:00.000	2302.415789	2321	2287	1298	1301
2023-01-06 09:27:00.000	2285.146053	2324	2308	1299	1302
2023-01-06 09:28:00.000	2331.630263	2341	2311	1300	1304
2023-01-06 09:29:00.000	2346.381579	2371	2335	1305	1308

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.2 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	PB1[kW]	PB2[kW]	rpm B1	rpm B2
2023-01-06 09:30:00.000	2343.503158	2352	2328	1304	1307
2023-01-06 09:31:00.000	2271.114211	2345	2303	1301	1304
2023-01-06 09:32:00.000	2355.376316	2375	2347	1304	1308
2023-01-06 09:33:00.000	2372.573947	2380	2351	1305	1308
2023-01-06 09:34:00.000	2311.338421	2392	2354	1307	1310
2023-01-06 09:35:00.000	2390.203421	2408	2378	1309	1312
2023-01-06 09:36:00.000	2340.840789	2389	2362	1306	1309
2023-01-06 09:37:00.000	2320.980789	2390	2353	1308	1310
2023-01-06 09:38:00.000	2346.309737	2401	2366	1309	1310
2023-01-06 09:39:00.000	2344.007105	2418	2380	1310	1312
2023-01-06 09:40:00.000	2333.717105	2423	2387	1310	1313
2023-01-06 09:41:00.000	2380.921053	2422	2388	1312	1314
2023-01-06 09:42:00.000	2379.697895	2437	2411	1312	1315
2023-01-06 09:43:00.000	2404.451053	2418	2389	1310	1312
2023-01-06 09:45:00.000	2369.120000	2454	2415	1316	1317
2023-01-06 09:46:00.000	2377.179211	2449	2416	1316	1318
2023-01-06 09:47:00.000	2354.728684	2458	2426	1317	1319
2023-01-06 09:48:00.000	2367.177105	2450	2412	1315	1317
2023-01-06 09:49:00.000	2411.790789	2449	2415	1314	1317
2023-01-06 09:50:00.000	2278.382105	2480	2445	1318	1320
2023-01-06 09:51:00.000	2390.563421	2479	2455	1319	1320
2023-01-06 09:52:00.000	2448.416842	2492	2451	1319	1321
2023-01-06 09:53:00.000	2328.247368	2495	2454	1320	1322
2023-01-06 09:54:00.000	2466.622105	2495	2464	1321	1323
2023-01-06 09:55:00.000	2385.094474	2510	2470	1322	1323
2023-01-06 09:56:00.000	2421.505000	2508	2469	1322	1324
2023-01-06 09:59:00.000	2461.513158	2535	2491	1324	1326
2023-01-06 10:00:00.000	2418.626579	2493	2462	1322	1323
2023-01-06 10:01:00.000	2443.236053	2512	2466	1322	1323
2023-02-01 09:16:00.000	1945.076053	2187	2135	1295	1289
2023-02-01 09:17:00.000	2011.924342	2251	2196	1304	1297
2023-02-01 09:18:00.000	2037.469211	2237	2185	1304	1296
2023-02-01 09:19:00.000	2017.824868	2235	2179	1302	1295

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.2 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	$Q[m^3/h]$	PB1[kW]	PB2[kW]	rpm B1	rpm B2
2023-02-01 09:20:00.000	2027.323158	2218	2162	1300	1294
2023-02-01 09:21:00.000	2013.507368	2224	2183	1302	1295
2023-02-01 09:22:00.000	2010.773026	2214	2169	1301	1293
2023-02-01 09:23:00.000	2092.372500	2240	2182	1301	1294
2023-02-01 09:24:00.000	2063.949474	2175	2126	1292	1285
2023-02-01 09:25:00.000	2053.299737	2199	2157	1294	1287
2023-02-01 09:26:00.000	2130.509868	2225	2179	1296	1290
2023-02-01 09:27:00.000	2084.025526	2179	2134	1292	1285
2023-02-01 09:32:00.000	2292.557632	1987	1936	1269	1262
2023-02-01 09:33:00.000	1803.392237	1947	1891	1260	1254
2023-02-01 09:34:00.000	1788.209342	1930	1890	1258	1251
2023-02-01 09:35:00.000	1799.506579	1924	1879	1256	1250
2023-02-01 09:36:00.000	1810.156316	1991	1939	1264	1258
2023-02-01 09:37:00.000	1870.816184	1982	1942	1264	1258
2023-02-01 09:38:00.000	1843.400526	2020	1971	1268	1261
2023-02-01 09:39:00.000	1832.319079	1963	1911	1262	1255
2023-02-01 09:40:00.000	1887.870000	2020	1971	1268	1262
2023-02-01 09:41:00.000	1884.775921	2004	1954	1266	1259
2023-02-01 09:42:00.000	1892.043553	2030	1978	1269	1262
2023-02-01 09:43:00.000	1909.888947	2049	1997	1271	1264
2023-02-01 09:44:00.000	1877.580132	2033	1979	1269	1262
2023-02-01 09:45:00.000	1909.385263	2037	1991	1270	1264
2023-02-01 09:46:00.000	1936.801053	2066	2011	1273	1267
2023-02-01 09:47:00.000	1962.417763	2067	2022	1275	1268
2023-02-01 09:48:00.000	1979.903421	2086	2030	1276	1269
2023-02-01 09:49:00.000	1923.129079	2068	2015	1273	1266
2023-02-01 09:50:00.000	2011.708421	2120	2076	1282	1275
2023-02-01 09:51:00.000	1975.010263	2097	2056	1280	1273
2023-02-01 09:52:00.000	1973.139342	2110	2065	1281	1274
2023-02-01 09:53:00.000	1980.047237	2125	2073	1282	1275
2023-02-01 09:54:00.000	2001.130789	2134	2080	1283	1277
2023-02-01 09:55:00.000	2074.527105	2144	2097	1285	1278
2023-02-01 09:56:00.000	2080.283684	2157	2106	1286	1279

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.2 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	$Q[m^3/h]$	PB1[kW]	PB2[kW]	rpm B1	rpm B2
2023-02-01 09:57:00.000	2055.098684	2180	2132	1289	1282
2023-02-01 09:58:00.000	2042.722105	2156	2113	1287	1280

Tabla 6.3: Registro de datos operacionales de 3 bombas en paralelo

Fecha y hora	$Q[m^3/h]$	P1[kW]	PB2[kW]	PB3[kW]	rpmB1	rpmB2	rpmB3
2023-01-06 10:05:00.000	2369.407895	1696	1739	1666	1231	1239	1233
2023-01-06 10:06:00.000	2486.266316	1715	1756	1680	1232	1241	1234
2023-01-06 10:07:00.000	2479.502368	1714	1756	1678	1232	1240	1234
2023-01-06 10:08:00.000	2479.070789	1712	1743	1674	1231	1239	1232
2023-01-06 10:09:00.000	2523.612368	1723	1761	1688	1233	1241	1234
2023-01-06 10:13:00.000	2502.456842	1711	1750	1675	1231	1240	1233
2023-01-06 10:14:00.000	2557.863947	1747	1782	1710	1233	1242	1235
2023-01-06 10:15:00.000	2544.695789	1742	1783	1714	1237	1245	1238
2023-01-06 10:16:00.000	2636.585000	1724	1771	1698	1233	1242	1235
2023-01-06 10:17:00.000	2553.402632	1737	1773	1720	1235	1243	1237
2023-01-06 10:18:00.000	2494.757368	1746	1782	1713	1235	1244	1237
2023-01-06 10:19:00.000	2485.546842	1744	1788	1715	1236	1244	1237
2023-01-06 10:20:00.000	2538.363421	1750	1800	1718	1236	1244	1238
2023-01-06 10:21:00.000	2624.784211	1749	1790	1728	1236	1244	1238
2023-01-06 10:22:00.000	2545.559211	1751	1802	1718	1236	1245	1238
2023-01-06 10:23:00.000	2553.258684	1767	1797	1738	1238	1247	1240
2023-01-06 10:24:00.000	2485.906579	1745	1784	1713	1236	1247	1238
2023-01-06 10:25:00.000	2551.819474	1757	1796	1725	1237	1245	1239
2023-01-06 10:26:00.000	2601.757895	1762	1816	1729	1237	1246	1239
2023-01-06 10:27:00.000	2674.650526	1765	1808	1732	1237	1246	1239
2023-01-06 10:28:00.000	2515.409211	1796	1846	1771	1243	1251	1244
2023-01-06 10:29:00.000	2629.389474	1784	1819	1748	1243	1251	1244
2023-01-06 10:30:00.000	2610.248684	1833	1878	1813	1250	1259	1252
2023-01-06 10:31:00.000	2669.901316	1843	1887	1815	1252	1260	1253
2023-01-06 10:32:00.000	2660.978684	1829	1866	1792	1250	1259	1252
2023-01-06 10:34:00.000	2594.058421	1810	1860	1783	1248	1257	1250

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-01-06 10:35:00.000	2664.072895	1818	1863	1789	1249	1257	1251
2023-01-06 10:36:00.000	2671.196579	1821	1872	1791	1249	1258	1251
2023-01-06 10:37:00.000	2447.697368	1804	1849	1781	1247	1256	1249
2023-01-06 10:40:00.000	2776.901842	1839	1890	1812	1252	1260	1254
2023-01-06 10:41:00.000	2590.316579	1816	1856	1784	1248	1257	1250
2023-01-06 10:42:00.000	2991.406316	1825	1878	1803	1250	1258	1251
2023-01-06 10:43:00.000	2639.679211	1845	1893	1821	1253	1261	1254
2023-01-06 10:44:00.000	2773.591579	1816	1867	1792	1249	1257	1250
2023-01-06 10:45:00.000	2667.023158	1839	1884	1811	1250	1259	1252
2023-01-06 10:47:00.000	2668.030526	1833	1888	1816	1251	1260	1253
2023-01-06 10:48:00.000	2624.352368	1843	1891	1813	1251	1260	1253
2023-01-06 10:49:00.000	2597.080526	1848	1887	1818	1252	1260	1253
2023-01-06 10:50:00.000	2623.273158	1844	1889	1821	1252	1260	1254
2023-01-06 10:51:00.000	2644.860263	1830	1881	1803	1250	1259	1252
2023-01-06 10:53:00.000	2680.119211	1842	1900	1822	1252	1261	1255
2023-01-06 10:54:00.000	2661.554211	1852	1893	1816	1253	1262	1255
2023-01-06 10:55:00.000	2680.910789	1860	1912	1833	1255	1263	1256
2023-01-06 10:56:00.000	2765.100789	1864	1916	1840	1255	1264	1257
2023-01-06 10:57:00.000	2655.150000	1840	1894	1809	1254	1262	1255
2023-01-06 10:58:00.000	2723.797368	1903	1947	1864	1261	1270	1262
2023-01-06 10:59:00.000	2682.133947	1897	1949	1868	1261	1270	1263
2023-01-06 11:00:00.000	2716.169737	1905	1952	1878	1262	1271	1264
2023-01-06 11:01:00.000	2668.174211	1893	1947	1865	1260	1270	1262
2023-01-06 11:02:00.000	2692.855789	1901	1945	1870	1261	1270	1263
2023-01-06 11:03:00.000	2640.398947	1871	1923	1853	1259	1267	1260
2023-01-06 11:04:00.000	2668.102368	1894	1936	1859	1259	1268	1261
2023-01-06 11:05:00.000	2710.845000	1904	1953	1872	1262	1271	1263
2023-01-06 11:06:00.000	2670.692895	1906	1958	1889	1262	1272	1264
2023-01-06 11:07:00.000	2732.720000	1918	1967	1891	1264	1273	1265
2023-01-06 11:08:00.000	2791.437105	1913	1956	1884	1263	1272	1264
2023-01-06 11:09:00.000	2762.510263	1906	1953	1881	1263	1272	1265
2023-01-06 11:10:00.000	2776.685789	1983	2021	1945	1273	1282	1275
2023-01-06 11:11:00.000	2827.703421	1959	2007	1932	1270	1279	1272

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-01-06 11:12:00.000	2731.928421	1970	2011	1945	1273	1282	1274
2023-01-06 11:13:00.000	2857.277895	1987	2033	1952	1275	1284	1277
2023-01-06 11:14:00.000	2592.763158	1994	2039	1968	1277	1286	1278
2023-01-06 11:15:00.000	2878.721316	1972	2026	1940	1275	1284	1276
2023-01-06 11:16:00.000	2781.003158	2017	2047	1986	1278	1286	1279
2023-01-06 11:17:00.000	2774.167368	1991	2039	1963	1278	1287	1279
2023-01-06 11:18:00.000	2778.916579	1989	2045	1959	1277	1287	1280
2023-01-06 11:19:00.000	2681.558421	1998	2048	1966	1279	1288	1280
2023-01-06 11:20:00.000	3089.340000	1989	2046	1960	1278	1287	1279
2023-01-06 11:21:00.000	2777.693158	2003	2042	1955	1278	1287	1279
2023-01-06 11:22:00.000	2885.197368	2003	2050	1972	1278	1287	1280
2023-01-06 11:23:00.000	2753.515526	2003	2042	1962	1279	1288	1280
2023-01-06 11:24:00.000	2781.147105	2006	2051	1970	1279	1288	1280
2023-01-06 11:25:00.000	2808.562895	2005	2048	1978	1279	1289	1281
2023-01-06 11:26:00.000	2837.921579	1985	2028	1945	1276	1285	1277
2023-01-06 11:27:00.000	2622.841316	1995	2042	1963	1278	1286	1279
2023-01-06 11:28:00.000	2803.669737	2009	2061	1979	1279	1289	1281
2023-01-06 11:29:00.000	2641.622105	2016	2060	1982	1280	1289	1282
2023-01-06 11:35:00.000	3080.489211	2018	2065	1983	1281	1290	1282
2023-01-06 11:36:00.000	2733.727368	2011	2066	1981	1281	1290	1282
2023-01-06 11:37:00.000	2672.060000	2023	2074	1986	1282	1290	1282
2023-01-06 11:39:00.000	2672.060000	2027	2074	1989	1282	1291	1283
2023-01-06 11:40:00.000	2603.772632	2018	2061	1977	1280	1289	1281
2023-01-06 11:41:00.000	2849.650526	2012	2062	1982	1280	1289	1281
2023-01-06 11:42:00.000	2644.284474	2013	2056	1982	1280	1289	1281
2023-01-06 11:43:00.000	2552.970789	2035	2086	2001	1283	1291	1283
2023-01-06 11:44:00.000	3055.376316	2032	2077	1997	1283	1292	1284
2023-01-06 11:49:00.000	2688.034474	2030	2080	1993	1282	1291	1283
2023-01-06 11:56:00.000	2564.555789	2034	2086	1997	1283	1292	1284
2023-01-06 11:57:00.000	2823.745789	2043	2080	2002	1284	1292	1284
2023-01-06 11:58:00.000	3077.467105	2022	2064	1988	1281	1290	1282
2023-01-06 12:02:00.000	2714.874474	2025	2058	1981	1280	1289	1281
2023-01-06 12:03:00.000	3120.785263	2042	2090	2006	1283	1292	1284

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-01-06 12:06:00.000	2847.491842	2043	2087	2000	1284	1293	1285
2023-01-06 12:07:00.000	2741.211053	2024	2067	1982	1282	1291	1282
2023-01-06 12:09:00.000	2669.829474	2013	2064	1971	1280	1289	1281
2023-01-06 12:10:00.000	2581.825789	2037	2081	2006	1282	1291	1284
2023-01-06 12:11:00.000	2728.978158	2041	2079	2008	1283	1292	1284
2023-01-06 12:12:00.000	2818.708947	2020	2068	1984	1281	1291	1283
2023-01-06 12:14:00.000	2577.004474	2026	2074	1985	1281	1290	1282
2023-01-06 12:16:00.000	2948.231842	2041	2083	2005	1284	1293	1285
2023-01-06 12:17:00.000	2960.824474	2030	2077	1991	1282	1292	1283
2023-01-06 12:19:00.000	2792.300526	2006	2056	1971	1279	1288	1280
2023-01-06 12:20:00.000	3016.447368	2061	2098	2012	1285	1294	1286
2023-01-06 12:25:00.000	2922.255263	2024	2061	1983	1281	1290	1282
2023-01-06 12:27:00.000	2907.504211	2035	2081	1998	1282	1291	1283
2023-01-06 12:28:00.000	2770.281579	2036	2080	2005	1282	1292	1283
2023-01-06 12:29:00.000	2980.684737	2062	2104	2020	1286	1295	1286
2023-01-06 12:32:00.000	3100.133684	2043	2094	2003	1283	1292	1284
2023-01-06 12:35:00.000	2936.358947	2058	2110	2011	1285	1295	1286
2023-01-06 12:36:00.000	2989.031579	2064	2108	2022	1286	1295	1286
2023-01-06 12:37:00.000	2957.082632	2044	2085	1998	1283	1292	1283
2023-01-06 12:38:00.000	2996.946842	2085	2130	2047	1288	1297	1289
2023-01-06 12:39:00.000	2805.396842	2064	2105	2032	1286	1295	1286
2023-01-06 12:40:00.000	2800.431842	2075	2109	2032	1286	1295	1286
2023-01-06 12:41:00.000	3152.518421	2083	2123	2034	1288	1298	1288
2023-01-06 13:02:00.000	2750.133684	2082	2131	2038	1289	1298	1289
2023-01-06 13:03:00.000	2899.445000	2081	2135	2040	1289	1299	1289
2023-01-06 13:04:00.000	3085.670263	2059	2101	2025	1285	1295	1289
2023-01-06 13:06:00.000	3064.442895	2084	2124	2042	1288	1297	1288
2023-01-06 13:07:00.000	3050.627105	2076	2120	2037	1288	1297	1288
2023-01-06 13:09:00.000	3046.669474	2110	2151	2065	1292	1301	1292
2023-01-06 13:11:00.000	2849.794474	2069	2111	2025	1286	1296	1287
2023-01-06 13:45:00.000	2936.215000	2046	2087	2009	1284	1294	1284
2023-01-06 13:46:00.000	2945.929211	2050	2093	2005	1284	1294	1284
2023-01-06 13:47:00.000	3050.195263	2059	2104	2009	1285	1295	1285

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-01-06 13:48:00.000	2608.305789	2058	2102	2008	1285	1295	1285
2023-01-06 13:50:00.000	3076.603684	2073	2120	2022	1287	1296	1287
2023-01-06 13:51:00.000	2730.345263	2074	2124	2030	1287	1297	1287
2023-01-06 13:52:00.000	2726.891579	2053	2105	2011	1286	1295	1285
2023-01-06 13:53:00.000	3103.155789	2147	2187	2105	1298	1308	1298
2023-01-06 13:54:00.000	2881.599474	2115	2154	2070	1294	1305	1294
2023-01-06 13:56:00.000	2971.761842	2171	2216	2120	1303	1313	1303
2023-01-06 13:58:00.000	3137.119737	2149	2204	2098	1302	1313	1302
2023-01-06 13:59:00.000	2988.240000	2124	2162	2072	1300	1310	1300
2023-01-06 14:00:00.000	2951.685789	2119	2168	2066	1298	1308	1297
2023-01-06 14:01:00.000	2955.643421	2147	2190	2101	1301	1311	1300
2023-01-06 14:03:00.000	2897.358158	2096	2141	2048	1295	1305	1295
2023-01-06 14:07:00.000	2824.177632	2090	2129	2043	1294	1305	1294
2023-01-11 11:28:00.000	2981.836053	2235	2210	2170	1312	1304	1306
2023-01-11 11:29:00.000	2901.315789	2199	2181	2141	1310	1301	1303
2023-01-11 11:30:00.000	2889.514737	2203	2182	2135	1310	1301	1302
2023-01-11 11:31:00.000	2964.997895	2218	2197	2166	1312	1303	1305
2023-01-11 11:32:00.000	2928.515526	2226	2197	2164	1312	1304	1305
2023-01-11 11:33:00.000	2896.206842	2217	2191	2134	1310	1301	1303
2023-01-11 11:34:00.000	2941.971579	2208	2186	2136	1308	1301	1302
2023-01-11 11:35:00.000	2995.363947	2252	2223	2183	1315	1307	1309
2023-01-11 11:36:00.000	2963.774737	2222	2203	2147	1312	1303	1305
2023-01-11 11:37:00.000	2923.118947	2217	2205	2164	1313	1304	1306
2023-01-11 11:38:00.000	2999.105789	2224	2205	2172	1312	1304	1306
2023-01-11 11:39:00.000	2959.025526	2232	2197	2160	1312	1304	1306
2023-01-11 11:40:00.000	2955.859474	2218	2206	2168	1312	1305	1305
2023-01-11 11:41:00.000	2930.098684	2221	2192	2156	1311	1303	1304
2023-01-11 11:42:00.000	2962.983158	2243	2226	2175	1314	1306	1308
2023-01-11 11:43:00.000	2942.331316	2217	2200	2156	1310	1304	1305
2023-01-11 11:44:00.000	2961.687895	2252	2221	2172	1313	1305	1307
2023-01-11 11:45:00.000	2939.309211	2248	2234	2172	1315	1306	1308
2023-01-11 11:46:00.000	2987.736316	2229	2208	2172	1312	1304	1306
2023-01-11 11:47:00.000	2965.213684	2250	2223	2188	1314	1306	1307

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-01-11 11:48:00.000	2977.014737	2251	2229	2184	1315	1307	1309
2023-01-11 11:49:00.000	2971.617895	2244	2211	2168	1313	1305	1306
2023-01-11 11:50:00.000	2928.731579	2233	2211	2168	1313	1304	1306
2023-01-11 11:51:00.000	2971.977895	2236	2216	2174	1312	1304	1306
2023-01-11 11:52:00.000	2934.200263	2238	2194	2168	1312	1304	1306
2023-01-11 11:53:00.000	2970.610526	2251	2235	2176	1314	1307	1307
2023-01-11 11:54:00.000	2919.089211	2228	2210	2171	1312	1304	1306
2023-01-11 11:55:00.000	2923.334737	2232	2201	2169	1312	1304	1306
2023-01-11 11:56:00.000	2949.311316	2231	2212	2166	1319	1304	1305
2023-01-11 11:57:00.000	2981.620000	2264	2243	2198	1316	1309	1310
2023-01-11 11:58:00.000	2905.201579	2228	2217	2161	1313	1305	1307
2023-01-11 11:59:00.000	2914.843684	2217	2193	2149	1310	1303	1304
2023-01-11 12:00:00.000	2937.366316	2240	2219	2183	1313	1306	1307
2023-01-11 12:01:00.000	2938.229737	2219	2208	2163	1313	1305	1306
2023-01-11 12:02:00.000	2914.412105	2248	2212	2166	1313	1306	1306
2023-01-11 12:03:00.000	2967.012632	2226	2209	2170	1313	1306	1306
2023-01-11 12:04:00.000	2957.874211	2237	2216	2166	1312	1306	1306
2023-01-11 12:05:00.000	2980.684737	2238	2209	2172	1313	1305	1306
2023-01-11 12:06:00.000	2945.425526	2236	2216	2173	1312	1305	1307
2023-01-11 12:07:00.000	2980.468684	2260	2234	2190	1316	1308	1309
2023-01-11 12:08:00.000	2950.606579	2234	2209	2166	1312	1305	1306
2023-01-11 12:09:00.000	2933.696579	2231	2219	2167	1312	1305	1306
2023-01-11 12:10:00.000	2931.034211	2219	2183	2140	1310	1302	1304
2023-01-11 12:11:00.000	2888.075789	2218	2185	2154	1311	1304	1305
2023-01-11 12:12:00.000	3025.298158	2265	2234	2189	1316	1308	1310
2023-01-11 12:13:00.000	2917.650000	2222	2207	2157	1312	1305	1306
2023-01-11 12:14:00.000	2925.709211	2228	2198	2158	1312	1304	1305
2023-01-11 12:15:00.000	2883.254474	2236	2196	2158	1312	1305	1306
2023-01-11 12:16:00.000	2961.760000	2227	2205	2162	1311	1304	1305
2023-01-11 12:17:00.000	2947.224474	2229	2207	2160	1312	1305	1306
2023-01-11 12:18:00.000	2905.921053	2222	2199	2160	1311	1304	1305
2023-01-11 12:19:00.000	2953.844474	2218	2199	2158	1312	1304	1305
2023-01-11 12:20:00.000	2897.717895	2221	2202	2154	1312	1304	1305

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-01-11 12:21:00.000	2904.481842	2208	2186	2144	1310	1302	1303
2023-01-11 12:22:00.000	2941.755789	2237	2211	2163	1312	1305	1306
2023-01-11 12:23:00.000	2961.472105	2221	2192	2150	1311	1302	1304
2023-01-11 12:24:00.000	2927.148421	2213	2190	2150	1310	1302	1303
2023-01-11 12:25:00.000	2918.081842	2223	2212	2169	1312	1304	1305
2023-01-11 12:26:00.000	2922.615263	2242	2216	2167	1313	1306	1306
2023-01-11 12:27:00.000	2943.051053	2207	2194	2145	1310	1302	1303
2023-01-11 12:28:00.000	2941.036316	2221	2198	2161	1310	1303	1304
2023-01-11 12:29:00.000	3043.863158	2226	2194	2170	1312	1304	1305
2023-01-11 12:30:00.000	2917.506053	2229	2209	2164	1312	1305	1305
2023-02-01 11:32:00.000	2413.373684	1732	1723	1665	1240	1239	1234
2023-02-01 11:33:00.000	2341.920263	1685	1681	1619	1233	1232	1227
2023-02-01 11:34:00.000	2401.356842	1723	1712	1654	1237	1236	1230
2023-02-01 11:35:00.000	2383.511579	1697	1703	1639	1235	1234	1228
2023-02-01 11:36:00.000	2469.932105	1784	1779	1728	1245	1244	1238
2023-02-01 11:37:00.000	2531.671579	1784	1788	1724	1246	1246	1240
2023-02-01 11:38:00.000	2432.010789	1747	1737	1677	1241	1240	1235
2023-02-01 11:39:00.000	2420.929211	1727	1728	1655	1238	1238	1232
2023-02-01 11:40:00.000	2444.171579	1761	1752	1691	1242	1241	1235
2023-02-01 11:41:00.000	2395.816316	1741	1743	1675	1241	1241	1235
2023-02-01 11:42:00.000	2443.092105	1745	1756	1677	1241	1241	1235
2023-02-01 11:43:00.000	2405.386579	1743	1737	1672	1240	1239	1233
2023-02-01 11:44:00.000	2420.353684	1758	1745	1688	1241	1240	1234
2023-02-01 11:45:00.000	2423.879474	1751	1767	1697	1242	1242	1236
2023-02-01 11:46:00.000	2441.437105	1753	1755	1700	1243	1243	1237
2023-02-01 11:47:00.000	2386.821579	1720	1722	1649	1237	1236	1230
2023-02-01 11:48:00.000	2426.182105	1750	1742	1679	1240	1240	1234
2023-02-01 11:49:00.000	2445.826579	1765	1757	1690	1242	1242	1236
2023-02-01 11:50:00.000	2387.900789	1769	1772	1701	1243	1243	1237
2023-02-01 11:51:00.000	2425.822368	1736	1745	1676	1240	1239	1233
2023-02-01 11:52:00.000	2403.443684	1747	1753	1687	1242	1241	1235
2023-02-01 11:53:00.000	2417.475263	1753	1764	1694	1242	1241	1235
2023-02-01 11:54:00.000	2464.175526	1766	1753	1695	1242	1242	1236

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-02-01 11:55:00.000	2426.182105	1747	1738	1678	1239	1239	1233
2023-02-01 11:56:00.000	2429.995789	1751	1753	1685	1241	1240	1234
2023-02-01 11:57:00.000	2453.957632	1772	1764	1719	1244	1244	1238
2023-02-01 11:58:00.000	2443.667895	1760	1752	1684	1241	1241	1235
2023-02-01 11:59:00.000	2446.833947	1779	1762	1699	1244	1243	1238
2023-02-01 12:00:00.000	2451.726842	1753	1753	1680	1240	1240	1234
2023-02-01 12:01:00.000	2459.858158	1785	1789	1713	1244	1244	1238
2023-02-01 12:02:00.000	2455.468684	1752	1755	1689	1243	1242	1237
2023-02-01 12:03:00.000	2379.625789	1746	1751	1679	1240	1240	1234
2023-02-01 12:04:00.000	2476.120526	1774	1770	1705	1243	1243	1237
2023-02-01 12:05:00.000	2454.245526	1772	1781	1702	1244	1244	1238
2023-02-01 12:06:00.000	2404.523158	1739	1744	1674	1240	1239	1233
2023-02-01 12:07:00.000	2440.645526	1760	1757	1704	1242	1242	1236
2023-02-01 12:08:00.000	2435.968421	1760	1775	1695	1243	1243	1237
2023-02-01 12:09:00.000	2426.829737	1746	1752	1677	1240	1239	1233
2023-02-01 12:10:00.000	2432.802105	1765	1773	1706	1242	1242	1236
2023-02-01 12:11:00.000	2450.000000	1760	1761	1695	1243	1242	1236
2023-02-01 12:12:00.000	2453.382105	1775	1763	1702	1243	1243	1237
2023-02-01 12:13:00.000	2451.223158	1756	1763	1690	1241	1241	1235
2023-02-01 12:14:00.000	2428.700526	1756	1756	1691	1241	1240	1235
2023-02-01 12:15:00.000	2522.748684	1783	1770	1714	1243	1242	1236
2023-02-01 12:16:00.000	2485.043158	1784	1789	1713	1244	1244	1238
2023-02-01 12:17:00.000	2462.520526	1764	1766	1700	1243	1242	1236
2023-02-01 12:18:00.000	2483.388158	1770	1770	1703	1243	1243	1236
2023-02-01 12:19:00.000	2452.590526	1788	1780	1724	1245	1244	1238
2023-02-01 12:20:00.000	2526.274737	1814	1811	1739	1248	1248	1242
2023-02-01 12:21:00.000	2458.131053	1765	1767	1702	1243	1242	1236
2023-02-01 12:22:00.000	2482.596579	1788	1793	1721	1244	1244	1237
2023-02-01 12:23:00.000	2481.517368	1797	1794	1737	1246	1246	1240
2023-02-01 12:24:00.000	2506.126579	1792	1797	1737	1246	1247	1240
2023-02-01 12:25:00.000	2473.602105	1770	1775	1713	1243	1243	1237
2023-02-01 12:26:00.000	2496.052632	1793	1786	1727	1245	1245	1238
2023-02-01 12:27:00.000	2570.888158	1790	1792	1730	1245	1245	1239

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-02-01 12:28:00.000	2486.482368	1798	1806	1731	1246	1245	1239
2023-02-01 12:29:00.000	2556.424737	1794	1784	1730	1246	1246	1240
2023-02-01 12:30:00.000	2572.975000	1794	1791	1729	1246	1246	1240
2023-02-01 12:31:00.000	2528.361316	1772	1797	1707	1243	1243	1237
2023-02-01 12:32:00.000	2608.881579	1839	1844	1781	1253	1253	1247
2023-01-14 09:58:00.000	2924.57	2125	2080	2058	1293	1283	1287
2023-01-14 09:59:00.000	2896.42	2090	2057	2029	1291	1281	1284
2023-01-14 10:00:00.000	2895.34	2109	2081	2048	1296	1285	1288
2023-01-14 10:04:00.000	2848.04	2079	2045	2024	1290	1281	1284
2023-01-14 10:06:00.000	2902.83	2110	2080	2040	1294	1285	1288
2023-01-14 10:07:00.000	2845.96	2082	2061	2035	1291	1282	1285
2023-01-14 10:08:00.000	2939.11	2108	2078	2054	1294	1285	1288
2023-01-14 10:09:00.000	2911.54	2123	2090	2065	1297	1287	1290
2023-01-14 10:12:00.000	2914.85	2135	2107	2088	1297	1287	1290
2023-01-14 10:13:00.000	2933.71	2142	2114	2073	1298	1288	1291
2023-01-14 10:17:00.000	2922.26	2134	2111	2074	1297	1288	1290
2023-01-14 10:20:00.000	2966.75	2224	2190	2149	1310	1300	1303
2023-01-14 10:23:00.000	2941.20	2213	2186	2147	1311	1302	1304
2023-01-14 10:25:00.000	2999.07	2226	2198	2168	1314	1304	1307
2023-01-14 10:27:00.000	2960.13	2221	2186	2148	1312	1303	1306
2023-01-14 10:29:00.000	2966.75	2214	2188	2147	1312	1302	1304
2023-01-14 10:30:00.000	2975.25	2223	2189	2162	1312	1302	1305
2023-01-14 10:31:00.000	3006.99	2238	2223	2182	1317	1307	1309
2023-01-14 10:33:00.000	2987.20	2227	2205	2172	1314	1305	1306
2023-01-14 10:34:00.000	3037.95	2261	2238	2201	1317	1308	1310
2023-01-14 10:38:00.000	2995.91	2238	2208	2188	1315	1306	1308
2023-01-14 10:40:00.000	2979.28	2239	2221	2179	1316	1307	1309
2023-01-14 10:41:00.000	3005.91	2251	2227	2184	1316	1307	1310
2023-01-14 10:42:00.000	3033.84	2244	2230	2180	1316	1307	1310
2023-01-14 10:43:00.000	3022.33	2251	2231	2188	1317	1307	1310
2023-01-14 10:47:00.000	3022.61	2255	2223	2187	1317	1308	1310
2023-01-14 10:51:00.000	3136.28	2335	2310	2272	1329	1320	1322
2023-01-14 10:52:00.000	3107.34	2371	2343	2301	1334	1325	1327

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-01-14 10:53:00.000	3049.68	2325	2296	2267	1330	1322	1323
2023-01-14 10:54:00.000	2996.48	2306	2278	2237	1328	1319	1321
2023-01-14 10:56:00.000	2937.31	2235	2208	2173	1319	1310	1312
2023-01-14 10:57:00.000	3001.81	2258	2237	2198	1323	1314	1315
2023-01-14 10:58:00.000	2928.45	2249	2223	2184	1320	1311	1313
2023-01-14 10:59:00.000	2967.83	2267	2240	2199	1322	1313	1315
2023-01-14 11:00:00.000	2949.91	2247	2220	2179	1320	1311	1313
2023-01-14 11:01:00.000	2940.62	2212	2209	2145	1315	1307	1309
2023-01-14 11:02:00.000	2942.78	2203	2180	2146	1315	1306	1308
2023-01-14 11:04:00.000	2970.93	2262	2230	2192	1320	1311	1313
2023-01-14 11:06:00.000	2944.79	2248	2214	2176	1320	1311	1313
2023-01-14 11:08:00.000	2944.79	2238	2210	2167	1318	1310	1311
2023-01-14 11:09:00.000	2921.54	2229	2207	2167	1319	1310	1311
2023-01-14 11:10:00.000	2935.87	2210	2191	2157	1316	1308	1309
2023-01-14 11:11:00.000	2930.97	2247	2218	2179	1319	1311	1313
2023-01-14 11:13:00.000	2958.11	2264	2229	2186	1322	1313	1314
2023-01-14 11:14:00.000	2924.57	2218	2203	2154	1318	1310	1310
2023-01-14 11:18:00.000	2899.15	2211	2200	2155	1317	1309	1310
2023-01-14 11:19:00.000	2944.00	2231	2213	2173	1319	1310	1312
2023-01-14 11:22:00.000	2912.04	2239	2217	2172	1319	1311	1312
2023-01-14 11:23:00.000	2980.57	2232	2234	2173	1319	1311	1312
2023-01-14 11:28:00.000	2997.99	2275	2260	2211	1323	1315	1316
2023-01-14 11:29:00.000	2978.27	2293	2269	2227	1327	1318	1319
2023-01-14 11:30:00.000	2915.78	2259	2235	2196	1322	1313	1315
2023-01-14 11:31:00.000	2992.88	2269	2240	2202	1321	1313	1314
2023-01-14 11:32:00.000	3029.74	2305	2285	2234	1326	1318	1319
2023-01-14 11:34:00.000	2963.66	2273	2256	2207	1324	1316	1317
2023-01-14 11:35:00.000	2979.35	2258	2243	2194	1321	1313	1313
2023-01-14 11:38:00.000	2963.73	2266	2243	2198	1323	1315	1316
2023-01-14 11:42:00.000	3007.42	2296	2277	2226	1326	1318	1319
2023-01-14 11:46:00.000	3006.99	2282	2259	2220	1324	1317	1317
2023-01-14 11:51:00.000	3015.13	2307	2284	2243	1327	1318	1320
2023-01-14 11:53:00.000	2955.30	2270	2259	2212	1325	1317	1318

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-01-14 11:54:00.000	2955.81	2264	2237	2195	1323	1315	1316
2023-01-14 11:55:00.000	2946.09	2258	2221	2186	1320	1312	1313
2023-01-14 11:57:00.000	2966.53	2253	2239	2188	1322	1313	1314
2023-01-14 11:59:00.000	2996.41	2266	2258	2210	1323	1315	1316
2023-01-14 12:00:00.000	2995.76	2280	2259	2209	1324	1316	1317
2023-01-14 12:03:00.000	2980.36	2273	2260	2218	1323	1315	1317
2023-01-14 12:06:00.000	2986.76	2290	2278	2215	1325	1317	1318
2023-01-14 12:08:00.000	3010.30	2284	2267	2227	1324	1316	1317
2023-01-14 12:11:00.000	3015.70	2298	2291	2235	1327	1319	1320
2023-01-14 12:13:00.000	2996.41	2292	2282	2225	1327	1319	1319
2023-01-14 12:14:00.000	2960.63	2246	2231	2188	1321	1313	1314
2023-01-14 12:16:00.000	2953.43	2240	2219	2175	1319	1311	1311
2023-01-14 12:19:00.000	2965.53	2240	2235	2197	1322	1314	1315
2023-01-14 12:20:00.000	2951.20	2266	2246	2192	1322	1314	1315
2023-01-14 12:21:00.000	2962.14	2255	2246	2190	1322	1314	1315
2023-01-14 12:24:00.000	2957.25	2270	2242	2194	1322	1314	1314
2023-01-14 12:25:00.000	2925.79	2257	2235	2196	1321	1314	1314
2023-01-14 12:26:00.000	2936.52	2256	2236	2191	1321	1314	1315
2023-01-14 12:28:00.000	2946.59	2249	2237	2187	1321	1314	1314
2023-01-14 12:32:00.000	2965.31	2228	2214	2158	1318	1310	1311
2023-01-14 12:33:00.000	3001.38	2275	2251	2211	1323	1315	1316
2023-01-14 12:35:00.000	2967.25	2259	2242	2197	1320	1313	1313
2023-01-14 12:36:00.000	2986.04	2258	2233	2189	1322	1314	1314
2023-01-14 12:38:00.000	2934.21	2244	2218	2167	1319	1311	1312
2023-01-14 12:39:00.000	2966.25	2240	2216	2172	1318	1310	1311
2023-01-14 12:40:00.000	2963.94	2259	2243	2196	1322	1315	1315
2023-01-14 12:44:00.000	2961.93	2238	2221	2184	1320	1312	1313
2023-01-14 12:46:00.000	2958.33	2265	2246	2191	1321	1314	1314
2023-01-14 12:47:00.000	2943.43	2270	2242	2198	1321	1314	1315
2023-01-14 12:50:00.000	2928.67	2246	2225	2172	1319	1312	1312
2023-01-14 12:51:00.000	2951.42	2244	2225	2183	1319	1312	1312
2023-01-14 12:59:00.000	2919.89	2244	2225	2181	1320	1312	1313
2023-01-14 13:01:00.000	2897.71	2236	2214	2166	1320	1312	1312

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-01-14 13:02:00.000	2924.35	2232	2209	2159	1319	1312	1312
2023-01-14 13:03:00.000	2926.58	2229	2226	2175	1318	1311	1311
2023-01-14 13:04:00.000	2987.99	2271	2253	2200	1323	1316	1316
2023-01-14 13:07:00.000	2952.43	2270	2240	2189	1322	1314	1314
2023-01-14 13:08:00.000	2990.29	2263	2259	2204	1323	1316	1316
2023-01-14 13:09:00.000	2989.50	2252	2238	2182	1321	1314	1314
2023-01-14 13:11:00.000	2968.26	2267	2251	2201	1322	1315	1316
2023-01-14 13:12:00.000	2985.97	2268	2241	2182	1322	1314	1314
2023-01-14 13:14:00.000	2959.84	2253	2245	2188	1321	1314	1314
2023-01-14 13:15:00.000	2945.59	2263	2240	2187	1321	1314	1314
2023-01-14 13:16:00.000	2979.28	2264	2235	2189	1321	1314	1313
2023-01-14 13:22:00.000	2927.88	2244	2220	2189	1320	1313	1314
2023-01-14 13:24:00.000	2961.86	2249	2231	2180	1320	1313	1313
2023-01-14 13:25:00.000	2972.73	2243	2238	2189	1320	1313	1313
2023-01-14 13:28:00.000	2940.12	2247	2234	2185	1320	1313	1313
2023-01-14 13:31:00.000	2972.22	2237	2228	2170	1319	1312	1312
2023-01-14 13:35:00.000	2941.92	2253	2221	2175	1320	1313	1313
2023-01-14 13:37:00.000	2940.91	2236	2212	2161	1317	1310	1310
2023-01-14 13:41:00.000	2948.83	2254	2224	2172	1321	1314	1314
2023-01-14 13:43:00.000	2913.55	2244	2215	2164	1320	1313	1313
2023-01-14 13:45:00.000	2946.31	2239	2219	2167	1320	1313	1313
2023-01-14 13:46:00.000	2949.62	2235	2211	2166	1320	1313	1313
2023-01-14 13:48:00.000	2928.09	2256	2230	2180	1321	1314	1314
2023-01-14 13:49:00.000	2925.29	2229	2215	2156	1318	1312	1312
2023-01-14 13:51:00.000	2889.44	2228	2209	2165	1318	1311	1311
2023-01-14 13:52:00.000	2943.50	2251	2228	2174	1320	1313	1313
2023-01-14 13:53:00.000	2927.09	2258	2229	2180	1321	1314	1314
2023-01-14 13:57:00.000	2928.09	2260	2243	2188	1322	1315	1315
2023-01-14 13:58:00.000	2917.94	2224	2216	2170	1319	1312	1312
2023-01-14 13:59:00.000	2974.74	2259	2233	2182	1321	1314	1314
2023-01-14 14:02:00.000	2925.86	2247	2225	2177	1320	1313	1313
2023-01-14 14:03:00.000	2908.94	2241	2225	2174	1320	1313	1313
2023-01-14 14:04:00.000	2912.76	2237	2216	2167	1320	1313	1313

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-01-14 14:06:00.000	2906.43	2205	2202	2146	1316	1309	1309
2023-01-14 14:07:00.000	2907.43	2217	2204	2149	1318	1311	1311
2023-01-14 14:08:00.000	2919.74	2234	2217	2158	1318	1311	1311
2023-01-14 14:09:00.000	2896.35	2238	2214	2158	1318	1311	1311
2023-01-14 14:10:00.000	2918.09	2243	2219	2164	1318	1311	1311
2023-01-14 14:14:00.000	2915.28	2238	2224	2170	1318	1312	1312
2023-01-14 14:18:00.000	2911.25	2229	2223	2166	1319	1312	1312
2023-01-14 14:19:00.000	2940.12	2232	2223	2165	1319	1312	1312
2023-01-14 14:21:00.000	2876.19	2226	2195	2150	1316	1309	1309
2023-01-14 14:23:00.000	2940.19	2234	2221	2157	1318	1311	1311
2023-01-14 14:24:00.000	2936.80	2235	2223	2179	1320	1313	1313
2023-01-14 14:28:00.000	2935.58	2255	2236	2187	1321	1314	1313
2023-01-14 14:31:00.000	2922.26	2245	2233	2172	1319	1312	1312
2023-01-14 14:33:00.000	2961.42	2285	2267	2204	1325	1318	1318
2023-01-14 14:34:00.000	2941.92	2262	2242	2184	1323	1316	1315
2023-01-14 14:35:00.000	2910.96	2240	2237	2166	1322	1315	1315
2023-01-14 14:36:00.000	2908.87	2246	2226	2170	1322	1315	1315
2023-01-14 14:38:00.000	2929.10	2256	2224	2182	1321	1314	1314
2023-01-14 14:39:00.000	2912.04	2243	2235	2175	1321	1314	1314
2023-01-14 14:41:00.000	2915.35	2251	2247	2189	1321	1314	1314
2023-01-14 14:44:00.000	2889.80	2254	2234	2181	1323	1315	1315
2023-01-14 14:45:00.000	2905.85	2243	2217	2169	1319	1313	1313
2023-01-14 09:30:00.000	2665.554971	1891	1851	1833	1259	1248	1252
2023-01-14 09:31:00.000	2662.387321	1896	1857	1842	1261	1250	1255
2023-01-14 09:33:00.000	2677.576874	1908	1864	1853	1264	1254	1258
2023-01-14 09:34:00.000	2680.672388	1899	1854	1849	1263	1252	1257
2023-01-14 09:37:00.000	2738.190291	1927	1889	1882	1266	1256	1260
2023-01-14 09:39:00.000	2684.775695	1937	1898	1872	1268	1257	1261
2023-01-14 09:40:00.000	2724.872578	1936	1892	1878	1269	1258	1262
2023-01-14 09:41:00.000	2718.033909	1949	1911	1893	1270	1260	1263
2023-01-14 09:42:00.000	2691.110468	1962	1913	1902	1271	1261	1264
2023-01-14 09:43:00.000	2741.285805	1944	1891	1877	1268	1258	1261
2023-01-14 09:44:00.000	2743.085510	1961	1914	1906	1271	1260	1264

Continúa en la siguiente página...

Tabla 6.3 – continuación de la página anterior

Fecha y hora	Q[m ³ /h]	P1[kW]	P2[kW]	P3[kW]	rpm1	rpm2	rpm3
2023-01-14 09:46:00.000	2767.633214	1969	1920	1915	1272	1261	1265
2023-01-14 09:47:00.000	2796.356361	1969	1934	1909	1273	1262	1266
2023-01-14 09:48:00.000	2789.157540	1979	1945	1931	1273	1263	1266
2023-01-14 09:50:00.000	2826.231045	2002	1977	1951	1277	1267	1271
2023-01-14 09:52:00.000	2804.778854	1999	1959	1938	1276	1266	1270
2023-01-14 09:55:00.000	2786.853939	1993	1950	1935	1275	1265	1268
2023-01-14 09:56:00.000	2825.943029	1999	1974	1955	1277	1267	1270
2023-01-13 09:42:00.000	2684.271799	1903	1874	1854	1263	1253	1256
2023-01-13 09:46:00.000	2648.565712	1887	1841	1846	1262	1251	1255
2023-01-13 09:48:00.000	2650.725569	1902	1859	1857	1263	1253	1256
2023-01-13 09:49:00.000	2669.298126	1910	1873	1849	1264	1254	1257
2023-01-13 09:52:00.000	2686.287384	1926	1883	1875	1267	1257	1260
2023-01-13 09:53:00.000	2680.888269	1942	1895	1886	1268	1258	1261
2023-01-13 09:54:00.000	2703.852148	1944	1915	1895	1269	1259	1263
2023-01-13 09:56:00.000	2742.365733	1968	1931	1923	1273	1264	1267
2023-01-13 09:57:00.000	2698.741049	1981	1935	1919	1275	1265	1268
2023-01-13 09:58:00.000	2817.592671	2018	1973	1971	1281	1272	1275
2023-01-13 09:59:00.000	2802.763269	2020	1989	1966	1282	1273	1276
2023-01-13 10:04:00.000	2803.698926	2022	1990	1962	1282	1272	1275
2023-01-13 10:06:00.000	2777.927548	2031	2005	1972	1283	1274	1277
2023-01-13 10:09:00.000	2788.869524	2046	2016	1978	1286	1276	1279
2023-01-13 10:10:00.000	2836.237363	2098	2055	2021	1292	1282	1285

Bibliografía

- [1] Welded and seamless wrought steel pipe. Standard ASME B36.10M-2018, The American Society of Mechanical Engineers, 2018. American National Standard.
- [2] Sr functional description. Informe técnico 0186-PEJ-CMI-033-090-0008-Rev09, CMI, Cerro Dominador, Chile, 2021.
- [3] Abdul Hai Alami, Abdul Ghani Olabi, Ayman Mdallal, Ahmed Rezk, Ali Radwan, Shek Mohammad Atique Rahman, Sheikh Khaleduzzaman Shah, and Mohammad Ali Abdelkareem. Concentrating solar power (csp) technologies: Status and analysis. *International Journal of Thermofluids*, 18:100340, 2023.
- [4] MM Awad. The science and the history of the two bejan numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 94:101–103, 2016.
- [5] Thomas Bauer, Christian Odenthal, and Alexander Bonk. Molten Salt Storage for Power Generation. *Chemie Ingenieur Technik*, 93(5):663–673, 2021.
- [6] Adrian Bejan. Entropy generation minimization: the method of thermodynamic optimization of finite-size systems and finite-time processes. CRC press, 2013.
- [7] Adrián Blindu. Diseño y modelado de tanques de almacenamiento térmico con sales fundidas. Trabajo de fin de máster, Universidad de Sevilla, Sevilla, España, 2022.
- [8] AM Bonanos, MC Georgiou, KG Stokos, and CN Papanicolas. Engineering aspects and thermal performance of molten salt transfer lines in solar power applications. *Applied Thermal Engineering*, 154:294–301, 2019.
- [9] CMI Energy, Chile. OMM Control Valve 1 - Operation and Maintenance Manual, 2015. Proyecto: CSP Atacama 1. Doc. No.: 0186/-MOM-CMI-033-064-0016. Rev. 01.
- [10] Crane Co. Flow of Fluids Through Valves, Fittings and Pipe. Technical Paper No. 410 M. Crane Co., New York, NY, metric edition, 1982.

- [11] Minerva Díaz-Heras, JD Moya, JF Belmonte, Juan Ignacio Córcoles-Tendero, AE Molina, and José Antonio Almendros-Ibáñez. Csp on fluidized particles with a beam-down reflector: Comparative study of different fluidization technologies. *Solar Energy*, 200:76–88, 2020.
- [12] Rodrigo A Escobar, Cristián Cortés, Alan Pino, Marcelo Salgado, Enio Bueno Pereira, Fernando Ramos Martins, John Boland, and José Miguel Cardemil. Estimating the potential for solar energy utilization in chile by satellite-derived data and ground station measurements. *Solar Energy*, 121:139–151, 2015.
- [13] FlowServe. Receiver pump performance curves. Data Sheet 0186-HDD-FLO-075-062-2004, 2015. Revision 01. Supplier Code: E2962_Performance Curve.
- [14] FlowServe. Instrucciones de operación y mantenimiento Bombas P-1501 A/D - P-1503 A/B, 2020.
- [15] A. Fontalvo, A. Shirazi, and J. Pye. System-level simulation of molten salt small-scale CSP. In *AIP Conference Proceedings*, volume 2303, page 030015. AIP Publishing, 2020.
- [16] Gemma Gasa, Anton Lopez-Roman, Cristina Prieto, and Luisa F Cabeza. Life cycle assessment (lca) of a concentrating solar power (csp) plant in tower configuration with and without thermal energy storage (tes). *Sustainability*, 13(7):3672, 2021.
- [17] D Gill, W Kolb, and R Briggs. An evaluation of pressure measurement technology and operating performance using sandia’s molten salt test loop. *Energy Procedia*, 49:800–809, 2014.
- [18] Naman Goyal, Akshansh Aggarwal, and Anil Kumar. Concentrated solar power plants: A critical review of regional dynamics and operational parameters. *Energy Research & Social Science*, 83:102331, 2022.
- [19] Yan Han, Yuting Wu, and Chongfang Ma. Comparative analysis of thermophysical properties of mixed nitrates. *Energy Storage Science and Technology*, 8(6):1224–1229, 2019.
- [20] Mauro Henriquez, Carlos Soto, Carlos Duran, Sebastián Salazar, Felipe M Galleguillos Madrid, Luis Guerreiro, Douglas Olivares, Carlos Portillo, Edward Fuentealba, and Jose Miguel Cardemil. The effect of long-term corrosion on a molten

salt pump in contact with a ternary mixture in a csp plant. In SolarPACES Conference Proceedings, volume 1, 2022.

- [21] Akvile Lawrence, Patrik Thollander, Mariana Andrei, and Magnus Karlsson. Specific energy consumption/use (sec) in energy management for improving energy efficiency in industry: Meaning, usage and differences. *Energies*, 12(2):247, 2019.
- [22] Alberto López Florenciano. Descripción funcional del sistema de sales fundidas. Memoria 0186-MEM-AEE-075-010-0001, Cerro Dominador CSP, Chile, May 2019. Rev. 07. Proyecto: Cerro Dominador CSP 110 MW. Código DCTM: ATA-00-ME-MY-UTE-0021.
- [23] Ramiro Marbello Pérez. Bombas Hidráulicas Rotodinámicas: Teoría y Aplicaciones. Facultad de Minas, Universidad Nacional de Colombia, Medellín, Colombia, 2007.
- [24] Pentair Valves. Series 30,000 Rotary Process Valve - Technical Data Sheet. Documento No. VANLT-0001-EN-0111. Marca: Vanessa.
- [25] Philip J Pritchard and John W Mitchell. Fox and McDonald's introduction to fluid mechanics. John Wiley & Sons, 2016.
- [26] Yu Qiu, Ming-Jia Li, Meng-Jie Li, Hong-Hu Zhang, and Bo Ning. Numerical and experimental study on heat transfer and flow features of representative molten salts for energy applications in turbulent tube flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 135:732–745, 2019.
- [27] ROCKWOOL Technical Insulation. Product description application: ProRox PS 960NA, 2014. ASTM C547.
- [28] Sylvain Rodat and Richard Thonig. Status of concentrated solar power plants installed worldwide: past and present data. *Clean Technologies*, 6(1):365–378, 2024.
- [29] Valeria Russo, Giuseppe Petroni, Francesco Rovense, Mauro Giorgetti, Giuseppe Napoli, Gianremo Giorgi, and Walter Gaggioli. Experimental testing results on critical components for molten salt-based csp systems. *Energies*, 18(1):198, 2025.

- [30] Elad Salomons, Uri Shamir, and Mashor Housh. Optimization methodology for estimating pump curves using scada data. *Water*, 13(5):586, 2021.
- [31] The American Society of Mechanical Engineers (ASME). ASME, Section II, Part D, Subpart 2: Physical Properties Tables. Technical Standard Section II, Part D, Subpart 2, ASME, 1998.
- [32] Yunus A. Çengel and Afshin J. Ghajar. Transferencia de calor y masa: Fundamentos y aplicaciones. McGraw-Hill, 4ta edition, 2011.