

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ciencias Naturales y Matemáticas

Diseño de un intercambiador de calor para el precalentamiento de
agua desmineralizada

INGE-2888

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero químico

Presentado por:

Kaysi Julyana Guerrero Menoscal

Alba Denisse Guerrero Samaniego

Guayaquil - Ecuador

Año: 2025

Dedicatoria

En primer lugar, agradezco a Dios por guiarme y darme la fortaleza para avanzar cada día, por ayudarme a superar cada obstáculo y por poner en mi camino a personas maravillosas a lo largo de esta travesía.

A mi familia: Rolando Guerrero, Martha Samaniego y Susan Guerrero. Gracias por enseñarme, con su ejemplo, que el sacrificio, constancia y perseverancia tienen su recompensa, gracias por la confianza, los consejos y por estar siempre presentes. La persona que soy y lo que he logrado, se lo debo a ustedes.

A mis amigos Yetza, Alex, Daniela, Perero, quienes caminaron conmigo en este proceso. A Luis Intriago por ser una fuente constante de apoyo, por compartir conmigo momentos de esfuerzo y alegría. A Ariana Gonzales, por su paciencia, por enseñarme, acompañarme y escucharme tantas veces, gracias por tantas risas y momentos.

Y a mí fiel compañera, mi Blanquita, quien estuvo conmigo en incontables madrugadas, brindándome su amor y compañía. Gracias a todas las personas que, de una u otra forma, hicieron posible que este sueño se hiciera realidad.

Alba Denisse Guerrero

Dedicatoria

A Dios, porque sé que sin Él nada de esto habría sido posible. En los momentos más difíciles de esta carrera, cuando sentía que no podía más, Su presencia me dio la fuerza para continuar.

A mi familia, especialmente a mi madre y mi hermana, quienes han sido mi ejemplo viviente de que los sueños se conquistan con determinación. Gracias por enseñarme día a día que rendirse no es una opción y por mostrarme con su propio ejemplo que la vida hay que lucharla con valentía. Mi gratitud hacia ustedes es eterna.

A mi novio Sevastian Holguín, quien ha sido mi pilar fundamental durante toda esta etapa académica. Tu paciencia infinita, tu fe inquebrantable en mis capacidades y tu apoyo incondicional fueron esenciales para no rendirme jamás. Gracias por hacer este camino más hermoso.

Y a mis queridas mascotas, quienes con su compañía silenciosa y su amor puro me brindaron momentos de paz y alegría.

A todos ustedes, este logro también les pertenece.

Kaysi Julyana Guerrero Menoscal

Declaración Expresa

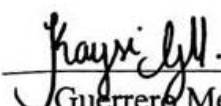
Nosotros Guerrero Menoscal Kaysi Julyana y Guerrero Samaniego Alba Denisse acordamos y reconocemos que:

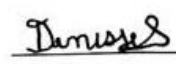
La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores.

La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 30 de mayo de 2025.


Guerrero Menoscal
Kaysi Julyana


Guerrero Samaniego
Alba Denisse

Evaluadores

Nombre del Profesor

María Verónica Ordóñez

Nombre del Profesor

Marcelo Jonathan Arizaga

RESUMEN

La industria ecuatoriana presenta ineficiencias significativas en el aprovechamiento de calor residual, particularmente en procesos de evaporación que generan vapor secundario tradicionalmente liberado al ambiente. Este proyecto evalúa la viabilidad técnica y energética de implementar un intercambiador de calor de placas para precalentar agua desmineralizada mediante el aprovechamiento del calor residual del proceso de evaporación de vinaza, contribuyendo a la reducción del consumo energético y alineándose con los Objetivos de Desarrollo Sostenible.

Se diseñó un intercambiador de calor de placas corrugadas en acero inoxidable AISI 316L, configurado para operar en contracorriente con placas. Se realizaron balances de energía, análisis térmico mediante el método DTML, caracterización hidrodinámica y evaluación económica considerando equipos comerciales disponibles. La metodología incluyó cálculos iterativos para validar coeficientes de transferencia térmica y dimensionamiento geométrico.

Los resultados demostraron que el sistema logra elevar la temperatura del agua desmineralizada desde 32°C hasta 50.10°C, recuperando 572,731 W de energía térmica residual. Se obtuvo una reducción del 28.7% en el consumo energético, equivalente a un ahorro de USD 133,652 USD/ año por período operativo, con período de retorno de inversión de 2 meses.

El intercambiador diseñado representa una solución técnicamente viable y económicamente rentable para optimizar la eficiencia energética industrial, contribuyendo significativamente a la sostenibilidad ambiental del proceso.

Palabras Clave: recuperación térmica, eficiencia energética, vinaza, sostenibilidad industrial.

ABSTRACT

The Ecuadorian industry presents significant inefficiencies in waste heat utilization, particularly in evaporation processes that generate secondary steam traditionally released to the environment. This project evaluates the technical and energetic feasibility of implementing a plate heat exchanger to preheat demineralized water through waste heat recovery from vinasse evaporation processes, contributing to energy consumption reduction and aligning with Sustainable Development Goals.

A corrugated plate heat exchanger in AISI 316L stainless steel was designed, configured to operate in countercurrent flow with 33 plates. Energy balances, thermal analysis using LMTD method, hydrodynamic characterization, and economic evaluation considering available commercial equipment were performed. The methodology included iterative calculations to validate heat transfer coefficients and geometric dimensioning.

Results demonstrated that the system achieves heating of demineralized water from 32°C to 50.10°C, recovering 572,731 W of residual thermal energy. A 28.7% reduction in energy consumption was obtained, equivalent to USD 133,652 savings per operational period, with an investment payback period of 2 months.

The designed heat exchanger represents a technically viable and economically profitable solution to optimize industrial energy efficiency, contributing significantly to the environmental sustainability of the process.

Keywords: thermal recovery, energy efficiency, vinasse, industrial sustainability.

Índice General

Evaluadores.....	5
RESUMEN	6
ABSTRACT.....	7
Índice General.....	8
ABREVIATURAS.....	12
Simbología	14
Índice de figuras.....	15
Índice de tablas	15
Capítulo 1.....	16
1.1 Introducción	17
1.2 Justificación del Problema	22
1.2.1 Justificación Técnica.....	22
1.2.2 Justificación Económica	23
1.2.3 Justificación Ambiental	23
1.2.4 Justificación Social y Estratégica.....	25
1.3 Objetivos.....	25
Objetivo General.....	25
Objetivos Específicos.....	26
1.4 Marco teórico	26
1.4.1 Fundamentos de Transferencia de Calor.....	26

1.4.2.....	27
Recuperación de Calor Residual en Procesos Industriales	30
Evaporación de Vinaza y Generación de Vapor Residual	31
Precalentamiento de Agua de Alimentación de Calderas	32
Capítulo 2.....	34
2 Metodología	35
2.1 Formulación de alternativas de solución.....	35
2.1.1 Intercambiador de calor tipo carcasa y tubos.....	35
2.1.2 Intercambiador de calor de Placas	36
2.1.3 Tanque con serpentín interno.....	38
2.2 Criterios de Evaluación y Selección	39
2.3 Selección de la Alternativa Óptima	40
2.4 Descripción de la Alternativa Seleccionada	40
2.4.1 Principio de funcionamiento	41
2.4.2 Configuración geométrica.....	42
2.4.3 Cálculo del caudal másico de entrada.....	43
2.4.4 Cálculo de la temperatura de salida por balance de energía	43
2.4.5 Evaluación de propiedades termo-físicas a temperatura media	44
2.4.6 Cálculo del Calor a transferir.....	45
2.4.7 Análisis Térmico Preliminar	45
2.4.8 Dimensionamiento Geométrico Inicial	46
2.4.9 Proceso de Validación Iterativa	47

	10
2.5 Evaluación del Impacto Energético del Diseño	50
2.5.1 Consumo energético en la condición actual.....	50
2.5.2 Consumo energético con intercambiador implementado.....	51
2.5.3 Ahorro energético resultante.....	51
2.6 Selección y Evaluación Económica de Equipos	52
2.6.1 Criterios de búsqueda de equipos comerciales	52
2.6.2 Parámetros de comparación técnica.....	53
2.7 Evaluación de costos.....	54
2.7.1 Componentes del costo total	54
2.7.2 Costos operativos (OPEX).....	54
2.8 Metodología de evaluación económica.....	55
2.8.1 Cálculo de ahorros energéticos	55
2.9 Indicadores de rentabilidad.....	55
2.9.1 Retorno de la Inversión (ROI):	55
2.9.2 Valor Presente Neto (VPN):	55
2.9.3 Cronograma de implementación.....	56
2.10 Consideraciones Éticas y Legales.....	56
2.10.1 Cumplimiento Normativo y Seguridad Industrial.....	56
Capítulo 3.....	58
3 Resultados y Análisis.....	59
3.1 Balance de Energía y Condiciones Operativas	59

3.1.1	Interpretación del Balance Térmico.....	60
3.2	Análisis Térmico del Intercambiador.....	60
3.2.1	Validación de la Metodología DTML.....	61
3.3	Análisis Hidrodinámico y Transferencia de Calor.....	62
3.3.1	Caracterización del Comportamiento Fluidodinámico	62
3.4	Impacto Energético y Análisis Económico.....	63
3.4.1	Evaluación de Viabilidad Económica	64
3.5	Dimensionamiento Geométrico y Configuración del Equipo.....	64
3.5.1	Análisis de la Configuración Geométrica	65
3.6	Selección de Equipo y Análisis Económico	66
3.6.1	Equipos Comerciales Evaluados.....	66
3.6.2	Determinación de Costos de Implementación	67
3.6.3	Evaluación de Viabilidad Económica y Rentabilidad	68
3.7	Planificación de Implementación.....	69
4	Conclusiones y Recomendaciones	71
4.1	Conclusiones.....	71
4.2	Recomendaciones	72
	Referencias Bibliográficas	75

ABREVIATURAS

ARCERNNR	Agencia de Regulación y Control de Energía y Recursos Naturales No Renovables
AISI	American Iron and Steel Institute
ASME	American Society of Mechanical Engineers
BCE	Banco Central del Ecuador
BPVC	Boiler and Pressure Vessel Code
CAPEX	Capital Expenditure
CELEC	Corporación Eléctrica del Ecuador
CINCAE	Asociación de Cultivadores de Caña del Ecuador
CO ₂	Dióxido de Carbono
DTML	Diferencia de Temperatura Media Logarítmica
EIA	Energy Information Administration
EPA	Environmental Protection Agency
EPDM	Etileno-Propileno-Dieno
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
FOB	Free On Board
IJSRST	International Journal of Scientific Research in Science and Technology
INEC	Instituto Nacional de Estadística y Censos
ISO	International Organization for Standardization
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference
MAG	Ministerio de Agricultura y Ganadería

MERNNR	Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables
NDC	Nationally Determined Contribution
ODS	Objetivos de Desarrollo Sostenible
OPEX	Operating Expenditure
ROI	Return on Investment
TIR	Tasa Interna de Retorno
UN	United Nations
USD	Dólares Estadounidenses
VPN	Valor Presente Neto
WHO	World Health Organization

Simbología

A	Área de transferencia de calor
B	Ancho útil de placa
cp	Calor específico a presión constante
CT	Costo total
Dh	Diámetro hidráulico
ΔT_{lm}	Diferencia de temperatura media logarítmica
e	Espesor de placa
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección
k	Conductividad térmica
L	Longitud de placa
$\dot{m}$	Flujo másico
N	Número de placas
Nu	Número de Nusselt
p	Separación entre canales
Pr	Número de Prandtl
Q	Tasa de transferencia de calor
Re	Número de Reynolds
Rf	Resistencia de ensuciamiento
T	Temperatura
U	Coefficiente global de transferencia de calor
v	Velocidad de flujo
η	Eficiencia
μ	Viscosidad dinámica
ρ	Densidad
ϕ	Factor de intensificación por corrugado

Índice de figuras

Figura 1 Periodos de crecimiento y calendario fenológico del cultivo de caña de azúcar	21
Figura 2 Esquema de un intercambiador de calor de placas y armazón	28

Índice de tablas

Tabla 1. Comparación de Alternativas de Intercambiadores de Calor	40
Tabla 2. Propiedades Termo- físicas de los Fluidos en el Intercambiador de Calor.....	42
Tabla 3. Propiedades del Fluido Frío a Diferentes Temperaturas.....	44
Tabla 4 Propiedades del Fluido Caliente a Temperatura Media.....	44
Tabla 5 Parámetros geométricos asumidos del intercambiador de placas	46
Tabla 6. Condiciones Operativas Finales del Intercambiador	59
Tabla 7. Parámetros Térmicos del Intercambiador de Calor	61
Tabla 8. Parámetros Hidrodinámicos y de Transferencia de Calor	62
Tabla 9. Análisis de Impacto Energético y Económico	63
Tabla 10. Parámetros Geométricos Finales del Intercambiador	65
Tabla 11. Intercambiadores de Calor de Placas Evaluados	66
Tabla 12. Costos de implementación de un intercambiador Alfa Laval M6	67
Tabla 13. Indicadores económicos del proyecto en Ecuador (2024)	68
Tabla 14. Tiempos estimados de ejecución del proyecto.....	69

Capítulo 1

1.1 Introducción

La optimización energética en procesos industriales constituye uno de los principales desafíos que enfrentan las empresas manufactureras actualmente, particularmente en el contexto latinoamericano donde la eficiencia energética representa un factor crítico para la competitividad industrial (Thollander & Ottosson, 2022).

En Ecuador, el consumo energético industrial ha experimentado un crecimiento sostenido del 4.2% anual durante la última década, alcanzando 102 millones de barriles equivalentes de petróleo en 2023 (ARCERNNR, 2023). Esta tendencia creciente, combinada con la dependencia del país de combustibles fósiles para la generación de energía térmica, resalta la urgencia de implementar tecnologías que promuevan el uso eficiente de los recursos energéticos disponibles (U.S. Energy Information Administration, 2023).

Según Jouhara et al. (2018), se estima que el 20-50% de la energía consumida en procesos industriales se libera como calor residual, representando una oportunidad significativa para la recuperación energética.

Esta situación es particularmente relevante en industrias como la alimentaria, química y de procesamiento de materias primas, donde los sistemas de evaporación múltiple generan cantidades considerables de vapor secundario, que a menudo se desaprovecha si no se implementan sistemas de recuperación de calor (Sharma et al., 2020).

Los intercambiadores de calor de placas han emergido como la tecnología más eficiente para aplicaciones de recuperación térmica en rangos de temperatura media. La optimización del rendimiento térmico de un intercambiador de calor de placas se obtiene con un ángulo chevron de 30°, la mayor rugosidad superficial y el menor número de Reynolds (Wang et al., 2018). Estos equipos ofrecen coeficientes de transferencia de calor que comúnmente oscilan entre 700 y 3000

W/m²K), además de requerir menor espacio de instalación y facilitar las operaciones de mantenimiento (Kakac & Liu, 2020).

El presente trabajo propone el diseño de un intercambiador de calor de placas específicamente configurado para precalentar agua desmineralizada mediante el aprovechamiento del calor residual del agua evaporada generada durante procesos de evaporación de vinaza.

Esta propuesta busca contribuir al mejoramiento de la eficiencia energética industrial mediante tecnologías innovadoras de recuperación térmica, alineándose con los Objetivos de Desarrollo Sostenible, específicamente el ODS 7 (Energía asequible y no contaminante) que promueve el acceso a energía moderna, confiable y sostenible, y el ODS 9 (Industria, innovación e infraestructura) que busca desarrollar infraestructuras resilientes, promover la industrialización sostenible y fomentar la innovación tecnológica (UNIDO, 2022).

1.2 Descripción del Problema

Según datos del Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables (MERNNR, 2023), la industria ecuatoriana presenta ineficiencias significativas en el uso de energía térmica, especialmente en procesos que requieren vapor. Esta situación contribuye a mayores costos operativos y a un impacto ambiental relevante debido a las emisiones asociadas al consumo de combustibles fósiles.

1.2.1 Contexto Energético Nacional

El sector industrial ecuatoriano representa aproximadamente el 18 % del consumo energético total del país, de acuerdo con el Balance Energético Nacional 2022 (CELEC, 2023). La matriz energética industrial presenta una alta dependencia de fuentes fósiles, destacándose el

uso de diésel oil (22 %) y, en menor medida, fuel oil y gas natural, mientras que la electricidad constituye la mayor fuente de consumo con 43,6 % en 2023 (ARCERNNR, 2023).

A nivel nacional, el petróleo y sus derivados continúan siendo predominantes en la matriz energética, representando alrededor del 63 % del consumo primario en 2021, mientras que el gas natural aportó el 1,7 %, principalmente destinado a usos industriales (U.S. Energy Information Administration, 2023).

Este escenario evidencia la vulnerabilidad del sector industrial frente a la volatilidad de los precios internacionales de los combustibles fósiles y resalta la necesidad de implementar tecnologías de eficiencia energética y recuperación de calor residual para reducir la dependencia térmica de estos recursos.

1.2.2 Ineficiencias en Sistemas de Evaporación

Los sistemas de evaporación múltiple, ampliamente utilizados en la industria ecuatoriana para el procesamiento de vinaza en destilerías de etanol, presentan ineficiencias sistemáticas en el aprovechamiento energético. Según Dias et al. (2021), estos sistemas generan vapor secundario a temperaturas entre 80-95°C con un potencial energético de 2.2-2.8 MJ/kg que tradicionalmente se libera al ambiente.

1.2.3 Problemática en Sistemas de Alimentación de Calderas

El agua desmineralizada utilizada como fluido de trabajo en calderas industriales requiere precalentamiento para optimizar la eficiencia del proceso de generación de vapor y minimizar el estrés térmico en los equipos. Según Spirax Sarco (2020), cada 6°C de incremento en la temperatura de agua de alimentación mejora la eficiencia de la caldera en aproximadamente 1% dependiendo del diseño y las condiciones operativas.

Actualmente, el precalentamiento convencional utiliza vapor primario directamente, con temperatura inicial del agua de 25-30 °C y temperatura objetivo de 105 °C en el desaireador.

Según Perry & Green (2019), el consumo específico de vapor suele estar en el rango de 150-200 kg por tonelada de agua tratada, y se estima que entre 25-30% de este vapor podría evitarse mediante precalentamiento por recuperación de calor.

Finalmente, la problemática económica asociada a la eficiencia energética se extiende más allá de los costos directos de combustible, incluyendo aspectos como la incertidumbre en la planificación financiera a largo plazo y la reducción de la competitividad en mercados internacionales, donde la eficiencia energética se ha convertido en un factor diferenciador (International Energy Agency, 2023).

1.2.3 Contexto Operativo de la Industria Procesadora

En la industria azucarera y alcoholera ecuatoriana, las operaciones se estructuran en función de dos períodos claramente diferenciados. El período de "zafra" corresponde a los meses de cosecha y procesamiento intensivo de caña de azúcar, típicamente desde junio hasta diciembre, cuando las destilerías operan a máxima capacidad para la producción de etanol y la generación de subproductos como la vinaza (Asociación de Cultivadores de Caña del Ecuador [CINCAE], 2023).

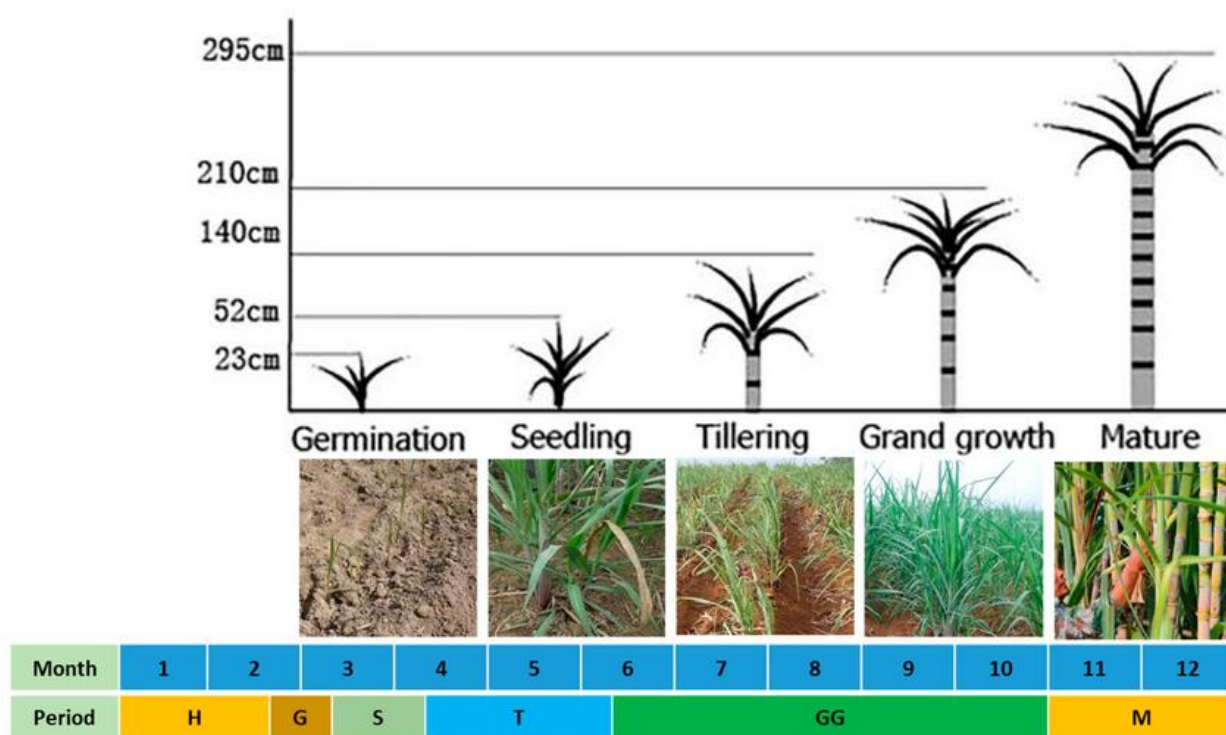
El período de "no zafra" abarca los meses restantes del año calendario (enero a mayo), durante los cuales las operaciones de procesamiento primario se reducen significativamente. Sin embargo, las instalaciones continúan operando para el procesamiento de subproductos almacenados, mantenimiento preventivo de equipos y producción de vapor para servicios auxiliares (Ministerio de Agricultura y Ganadería del Ecuador, 2022).

Para este estudio, se estableció un período operativo de 190 días anuales correspondientes a la época de no zafra, representando aproximadamente el 52% del año calendario. Durante este período, los sistemas de evaporación de vinaza y generación de vapor mantienen operaciones estables, lo que permite un aprovechamiento constante del calor residual mediante la implementación del intercambiador propuesto.

Esta caracterización temporal es fundamental para el análisis económico del proyecto, ya que los beneficios de la recuperación de calor se manifiestan de manera más pronunciada durante los períodos de operación continua con menor variabilidad en las cargas térmicas (García et al., 2021).

Figura 1

Periodos de crecimiento y calendario fenológico del cultivo de caña de azúcar



Nota. Estados fenológicos: H: cosecha; G: germinación; S: plántula; T: macollamiento; GG: gran crecimiento; M: madurez. Adaptado de Som-ard et al. (2021).

1.2 Justificación del Problema

La implementación de sistemas de recuperación de calor residual mediante intercambiadores térmicos representa una solución estratégica que aborda múltiples dimensiones de la problemática energética industrial contemporánea. La justificación para este proyecto se fundamenta en consideraciones técnicas, económicas, ambientales y sociales que convergen hacia la necesidad imperativa de optimizar el aprovechamiento de recursos energéticos en procesos industriales.

1.2.1 Justificación Técnica

Desde una perspectiva técnica, los intercambiadores de calor de placas se han consolidado como una de las tecnologías más eficientes para la recuperación térmica en procesos industriales de rango medio de temperatura. Diversos autores reportan que, en aplicaciones líquido-líquido, estos equipos alcanzan coeficientes globales de transferencia de calor típicamente en el rango de 200 a 2,000 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$, superiores a los 500–1,000 $\text{W/m}^2\cdot\text{K}$ que suelen obtenerse en intercambiadores tubulares convencionales (Kakac & Liu, 2020).

Esta superioridad se debe a la geometría corrugada de las placas, que genera mezclas y recirculaciones en el fluido, promoviendo un comportamiento que se considera turbulento incluso con números de Reynolds relativamente bajos. Este efecto intensifica la transferencia de calor, mantiene pérdidas de presión moderadas y permite que los equipos sean más compactos y eficientes en comparación con otras configuraciones (Gut & Pinto, 2021).

De esta forma, los intercambiadores de placas se destacan como una solución tecnológica adecuada para el precalentamiento de agua desmineralizada, ya que su diseño compacto

maximiza el área de transferencia de calor y asegura un elevado rendimiento térmico en aplicaciones industriales (Sanitary Exchangers, 2024).

La configuración de placas corrugadas genera patrones de flujo turbulento que intensifican la transferencia de calor mientras minimizan las pérdidas de presión, optimizando el balance entre eficiencia térmica y consumo energético de bombeo (Gut & Pinto, 2021).

La recuperación de calor del agua evaporada de vinaza presenta características térmicas ideales para esta aplicación. Con temperaturas típicas entre 80-95°C y caudales relativamente estables, este fluido constituye una fuente térmica confiable y de calidad apropiada para el precalentamiento de agua desmineralizada hasta temperaturas de 75-85°C, reduciendo significativamente los requerimientos de vapor primario en el desaireador (Geankoplis, 2018).

1.2.2 Justificación Económica

La implementación de un intercambiador de calor representa una inversión estratégica altamente rentable que permite recuperar energía térmica que normalmente se perdería en los procesos industriales. Los intercambiadores de calor de placas presentan costos de inversión específicos entre 800–1200 USD/m² de área de transferencia, considerablemente inferiores a tecnologías alternativas como los intercambiadores de tubos y coraza. Esta tecnología puede reducir los costos de combustible entre un 20-40%, dependiendo del tipo de proceso y la eficiencia del equipo instalado (Turton et al., 2018).

Para instalaciones industriales, la implementación de un sistema de precalentamiento mediante calor residual puede generar ahorros equivalentes a 40–65 GJ/día, dependiendo de la escala del proceso. Este valor se traduce en reducciones significativas de costos operativos diarios. El incremento en la eficiencia del proceso alcanza entre 85-95% de eficiencia térmica,

reduciendo el estrés en equipos primarios y extendiendo su vida útil (Energy Information Administration, 2023).

El análisis de ciclo de vida económico demuestra períodos de retorno de inversión entre 1,8–2,5 años para aplicaciones típicas de recuperación de calor en procesos industriales. La implementación posiciona a la empresa competitivamente ante regulaciones ambientales, mientras que la tendencia creciente en los precios de combustibles fósiles y la disponibilidad de incentivos gubernamentales incrementan la robustez financiera de estas iniciativas (Bejan et al., 2020).

1.2.3 Justificación Ambiental

La dimensión ambiental constituye uno de los pilares fundamentales que justifican la implementación de tecnologías de recuperación de calor residual. La reducción del consumo de combustibles fósiles mediante el aprovechamiento de fuentes térmicas residuales contribuye directamente a la mitigación de emisiones de gases de efecto invernadero y otros contaminantes atmosféricos (Jouhara et al., 2018).

Para una instalación de capacidad media que procese 150 m³/día de agua desmineralizada, la implementación de un sistema de precalentamiento por recuperación de calor puede reducir las emisiones de CO₂ en aproximadamente 940 toneladas anuales, equivalente a retirar 204 automóviles de circulación durante un año completo (Environmental Protection Agency, 2023).

La recuperación de calor residual también reduce la demanda de recursos hídricos para sistemas de enfriamiento, disminuyendo la presión sobre fuentes de agua locales y reduciendo la generación de efluentes térmicos que pueden afectar ecosistemas acuáticos (Çengel & Boles,

2019). Se estima que cada MJ de energía térmica recuperada evita el consumo de 0.8-1.2 m³ de agua de enfriamiento en sistemas convencionales (International Energy Agency, 2023).

1.2.4 Justificación Social y Estratégica

La implementación de tecnologías de eficiencia energética genera impactos sociales positivos que incluyen la creación de empleos especializados en el sector de tecnologías limpias y el fortalecimiento de la capacidad técnica nacional. La reducción del consumo energético industrial contribuye además a la seguridad energética nacional y reduce la presión sobre los recursos naturales del país (International Renewable Energy Agency, 2023).

La modernización de infraestructura industrial mediante tecnologías de recuperación térmica representa una contribución directa al ODS 9, particularmente en la meta 9.4 que busca modernizar las industrias con mayor eficiencia en el uso de recursos y adopción de tecnologías limpias (UNIDO, 2019). La implementación de intercambiadores de calor de placas como tecnología innovadora en el contexto ecuatoriano fortalece las capacidades tecnológicas del sector industrial nacional, promoviendo la transferencia de conocimiento técnico especializado hacia la industria local (Sachs et al., 2021).

1.3 Objetivos

Objetivo General

Evaluar la viabilidad técnica y energética de implementar un sistema de precalentamiento de agua desmineralizada mediante un intercambiador de placas, utilizando el calor del agua evaporada del proceso de evaporación de vinaza, para la reducción del consumo de energía térmica en el ingreso al desaireador de caldera.

Objetivos Específicos

1. Diseñar un intercambiador de calor de placas para precalentar agua desmineralizada utilizando el agua evaporada residual del proceso de evaporación de vinaza, especificando dimensiones, materiales, configuración y parámetros operativos.
2. Proponer el diseño del intercambiador de calor al cliente para su evaluación, viabilidad y aplicación en la planta industrial.
3. Evaluar el impacto técnico-económico de la implementación del diseño propuesto, determinando el ahorro energético, reducción de consumo de combustible, inversión requerida y tiempo de retorno de la inversión.

1.4 Marco teórico

1.4.1 Fundamentos de Transferencia de Calor

La transferencia de calor constituye el principio físico fundamental que gobierna el funcionamiento de los intercambiadores térmicos. Este fenómeno se rige por la Primera Ley de la Termodinámica y los mecanismos de transporte de energía: conducción, convección y radiación (Incropera et al., 2017).

En intercambiadores de calor de placas, la transferencia térmica ocurre primariamente por convección forzada en ambos lados de las superficies de intercambio, con conducción a través del material de las placas. El análisis energético se fundamenta en la aplicación del principio de conservación de energía para volúmenes de control en régimen estacionario (Çengel & Ghajar, 2019):

$$Q = \dot{m}_1 c p_1 (T_{1, entrada} - T_{1, salida}) = \dot{m}_2 c p_2 (T_{2, salida} - T_{2, entrada}) \quad (1.1)$$

Donde Q representa la tasa de transferencia de calor, $\dot{m}$ el caudal másico, cp el calor específico a presión constante, y T las temperaturas de entrada y salida de cada fluido.

El coeficiente global de transferencia de calor (U) integra todas las resistencias térmicas del sistema:

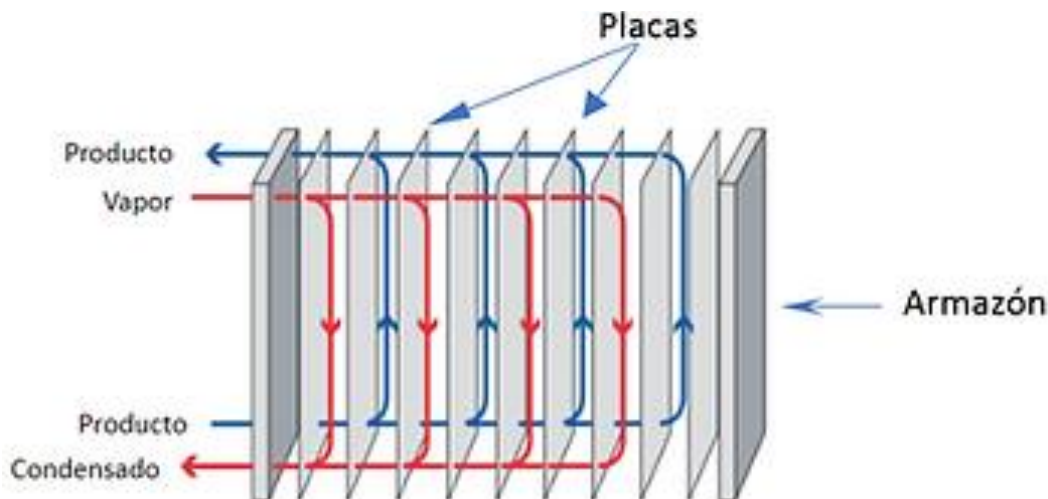
$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_1} + \frac{\delta}{k} + \frac{1}{h_2} + R_f \quad (1.2)$$

Donde h_1 y h_2 son los coeficientes de convección de cada fluido, δ el espesor de la placa, k la conductividad térmica del material, y R_f las resistencias de ensuciamiento (Shah & Sekulić, 2022).

1.4.2 Intercambiadores de calor de placas

Los intercambiadores de calor de placas han experimentado un desarrollo tecnológico significativo durante las últimas décadas, consolidándose como la tecnología más eficiente para aplicaciones de recuperación térmica en rangos de temperatura media (Hesselgreaves et al., 2016). Estos equipos consisten en un conjunto de placas metálicas corrugadas, fabricadas en materiales resistentes a la corrosión, montadas en un bastidor que permite el flujo alternado de dos fluidos a diferentes temperaturas.

Figura 2
Esquema de un intercambiador de calor de placas y armazón



Nota. Diagrama esquemático que muestra los componentes principales y la configuración típica de un intercambiador de calor de placas y armazón. Tomado de MRF Ingeniería (2021).

1.4.2.1 Configuración Geométrica.

La geometría corrugada de las placas genera patrones de flujo complejos que mejoran la transferencia de calor mediante la promoción de turbulencia local y el incremento del área superficial efectiva. Los patrones de corrugado más comunes incluyen configuraciones en chevron, con ángulos típicos entre 25° y 65° respecto al eje principal de flujo (Gut & Pinto, 2021).

Los intercambiadores de placas corrugadas presentan características hidrodinámicas particulares que difieren sustancialmente de los intercambiadores tubulares convencionales. La geometría corrugada induce turbulencia local a números de Reynolds considerablemente menores debido a la continua deflexión del fluido a través de los canales estrechos (Muley & Manglik, 1999).

Para intercambiadores de placas con patrón chevron, la transición a régimen turbulento ocurre típicamente cuando $Re > 200-400$, significativamente inferior al valor crítico de $Re = 2300$ establecido para tubos circulares lisos (Martin, 1996). Esta característica permite alcanzar coeficientes de transferencia de calor superiores a bajos caudales, optimizando la eficiencia térmica del equipo.

Según Focke et al. (1985), las corrugaciones en ángulo chevron generan vórtices secundarios que promueven mezclado turbulento, intensificando la transferencia de calor mediante la reducción del espesor de la capa límite térmica incluso en condiciones de bajo Reynolds.

El área de transferencia de calor efectiva se relaciona con las dimensiones geométricas mediante:

$$A = (N - 1) \times A_p \times \phi \quad (1.3)$$

Donde N es el número total de placas, pero el área efectiva considera que las placas terminales sólo tienen un lado activo, por lo que se usa $(N-1) \cdot A_p = B \cdot L$ es el área proyectada de una cara de placa y ϕ es el factor de intensificación por corrugado (típicamente 1,15–1,25) (Kakac & Liu, 2020). *(Si A_p ya incluye el “desarrollo” por corrugado de catálogo, tomar $\phi=1$ para evitar doble conteo).*

El área de transferencia de calor efectiva puede determinarse mediante diferentes aproximaciones. Si bien el método NTU es aplicable en ciertos casos, en este trabajo se adoptó el método de la media logarítmica de temperaturas (LMTD) por ajustarse mejor a las condiciones de operación evaluadas.

1.4.2.2 Características Térmicas

La evaluación de la transferencia de calor en un intercambiador requiere determinar el gradiente de temperaturas efectivo entre los dos fluidos. Para este propósito, se emplea la media logarítmica de diferencias de temperatura (LMTD), que considera las variaciones de temperatura a lo largo del equipo y permite estimar de forma precisa la fuerza impulsora térmica.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)}$$

donde ΔT_1 y ΔT_2 corresponden a las diferencias de temperatura en los extremos de entrada y salida. Esta metodología es ampliamente utilizada en el diseño de intercambiadores de calor de placas debido a su simplicidad y exactitud (Kakac & Liu, 2020).

Recuperación de Calor Residual en Procesos Industriales

La recuperación de calor residual representa una estrategia fundamental para mejorar la eficiencia energética en procesos industriales. Se estima que entre 20-50% del consumo energético industrial se libera como calor residual a temperaturas superiores a 100°C, representando un potencial significativo para aplicaciones de recuperación (Lawrence et al., 2019).

1.4.2.3 Clasificación de Fuentes de Calor Residual

Las fuentes de calor residual se clasifican según su temperatura y calidad térmica:

- **Alta temperatura (>500°C):** Gases de combustión, efluentes de hornos
- **Media temperatura (100-500°C):** Vapor de escape, condensados
- **Baja temperatura (<100°C):** Agua de enfriamiento, aire de ventilación

El agua evaporada de procesos como la evaporación de vinaza se ubica en la categoría de media-baja temperatura, siendo ideal para aplicaciones de precalentamiento de fluidos (Smith, 2016).

1.4.2.4 Integración Térmica de Procesos

La metodología pinch constituye una herramienta fundamental para identificar oportunidades de recuperación térmica y diseñar redes de intercambiadores de calor óptimas. Esta técnica permite determinar el mínimo consumo energético teórico y la configuración óptima de intercambiadores para maximizar la recuperación térmica (Kemp, 2007).

Evaporación de Vinaza y Generación de Vapor Residual

La vinaza, subproducto principal de la destilación de alcohol etílico, contiene típicamente 93-96% de agua y requiere concentración mediante evaporación para reducir su volumen y facilitar su manejo posterior. Este proceso genera cantidades significativas de vapor de agua que tradicionalmente se libera al ambiente (Dias et al., 2021).

1.4.2.5 Características Termodinámicas

El vapor generado en la evaporación de vinaza presenta características termodinámicas favorables para aplicaciones de recuperación:

- Temperatura: Se considera un rango típico de 80–100 °C para la vinaza (Silva et al., 2024).
- Presión: 0.5-0.8 bar (manométrica)
- Entalpía específica: 2650-2680 kJ/kg (Engineering Toolbox, 2025).

1.4.2.6 Potencial Energético

De acuerdo con Çengel & Boles (2019), el potencial energético de recuperación térmica en intercambiadores de placas líquido-líquido puede calcularse mediante

$$Q = m \cdot ce \cdot \Delta T \quad (1.6)$$

Para procesos industriales típicos, la implementación de intercambiadores de placas permite aprovechar eficientemente el contenido térmico de corrientes residuales, transformando desechos energéticos en recursos útiles para el proceso.

La capacidad de recuperación energética en estos sistemas puede alcanzar valores significativos, en instalaciones industriales de gran escala, lo que representa un potencial considerable para la reducción de costos energéticos y mejora de la eficiencia térmica global del proceso (Cengel & Boles, 2019).

Precalentamiento de Agua de Alimentación de Calderas

El precalentamiento del agua de alimentación constituye una práctica estándar en centrales térmicas y calderas industriales ya que mejoran la eficiencia térmica y reduce el estrés térmico en los equipos. Cada 6°C de incremento en la temperatura de agua de alimentación mejora la eficiencia de la caldera en aproximadamente 1% (Perry & Green, 2019).

1.4.2.7 Desaireación Térmica

El proceso de desaireación térmica remueve gases disueltos (principalmente O₂ y CO₂) del agua de alimentación, lo que permite prevenir la corrosión en sistemas de vapor. Estos equipos operan típicamente a temperaturas de 102–105 °C y presión atmosférica, requiriendo vapor para el calentamiento del agua de alimentación (Spirax Sarco, 2020).

El precalentamiento del agua de entrada al desaireador reduce significativamente el consumo de vapor requerido:

$$\dot{m}_{vapor,des} = \dot{m}_{agua} \times \frac{h_{sal} - h_{ent}}{h_{vapor} - h_{sal}} \quad (1.7)$$

1.4.2.8 Evaluación Financiera del Proyecto

El análisis económico de los intercambiadores de calor implica un estudio detallado de la inversión inicial (CAPEX), los costos operativos y de mantenimiento (OPEX), y los beneficios asociados al ahorro energético. Este enfoque permite estimar la rentabilidad del proyecto mediante indicadores financieros clave, como el período de retorno de la inversión (ROI), el ahorro en consumo de combustible y la reducción de costos operativos. La evaluación de estos parámetros proporciona un marco sólido para la toma de decisiones sobre la implementación de tecnologías de recuperación de calor, garantizando que la inversión resulte eficiente y económicamente viable en el contexto industrial (Perry & Green, 2019; Turton et al., 2018).

Capítulo 2

2 Metodología

2.1 Formulación de alternativas de solución

El problema principal identificado en el presente estudio fue el desaprovechamiento del calor residual generado por el vapor durante el proceso de evaporación de vinaza. Este calor residual, que podría ser utilizado de manera eficiente, se pierde en lugar de ser aprovechado para reducir el consumo energético.

De manera simultánea, se requería energía térmica primaria para precalentar el agua desmineralizada destinada al desaireador de la caldera. Esta situación genera un consumo adicional de energía que podría optimizarse mediante el aprovechamiento del calor residual disponible.

Ante esta situación, se formularon diversas alternativas de solución, con el propósito de integrar ambas necesidades en un solo sistema, buscando maximizar la eficiencia energética y reducir costos operativos y ambientales. Para el análisis y desarrollo de las alternativas se consideraron criterios técnicos, económicos y ambientales. Las opciones planteadas fueron las siguientes:

2.1.1 Intercambiador de calor tipo carcasa y tubos

Se analizó en primer lugar el uso de un intercambiador de calor tipo carcasa y tubos, debido a su capacidad para operar bajo altas presiones y temperaturas, lo que lo hacía adecuado para una amplia gama de procesos industriales (International Journal of Scientific Research in Science and Technology [IJSRST], 2022). Además, su diseño permitía múltiples configuraciones en materiales y pasos de flujo, facilitando su adaptación a fluidos corrosivos o con alto nivel de ensuciamiento,

su construcción robusta y el uso de materiales resistentes a la corrosión garantizaban una larga vida útil y una operación confiable en condiciones continuas (University of Manchester, 2018).

No obstante, se identificaron desventajas importantes. Su eficiencia térmica se situaba alrededor de un 70 %, lo cual limitaba su efectividad en la recuperación de calor residual (Hesselgreaves et al., 2016). Además, su tamaño y peso voluminosos complicaban la instalación en espacios reducidos y aumentaban los costos de soporte estructural. La inversión inicial resultaba elevada debido a la complejidad de fabricación y materiales especiales. Finalmente, la limpieza mecánica del lado de la carcasa podía ser complicada o incluso imposible en algunas configuraciones, lo cual dificultaba el mantenimiento (Kakac et al., 2022).

En cuanto a los costos, Turton et al. (2018) indicaron que un intercambiador de carcasa y tubos con una superficie térmica de entre 10 y 20 m², fabricado en acero inoxidable y diseñado para condiciones moderadas de presión y temperatura, se encontraba en el rango de USD 18,000 a 22,000, considerando únicamente el costo del equipo adquirido (bare module cost), sin incluir gastos indirectos de instalación ni tuberías auxiliares.

2.1.2 Intercambiador de calor de Placas

Este tipo de intercambiador se construye a partir de una serie de placas metálicas corrugadas, dispuestas de manera que se forman canales estrechos por donde circulan los fluidos caliente y frío en régimen alterno. Esta geometría provoca una alta turbulencia incluso a bajos caudales, incrementando significativamente el coeficiente global de transferencia de calor (Hesselgreaves et al., 2016).

El intercambiador de placas posee una eficiencia térmica elevada, situada entre 85 % y 92 %, atribuida a la gran superficie específica disponible para el intercambio y a la minimización de

resistencias térmicas en la película de fluido (Hesselgreaves et al., 2016). Esta eficiencia lo convierte en un equipo altamente adecuado para procesos donde se busca maximizar el aprovechamiento energético, como en la recuperación de calor residual. Además, su diseño en contracorriente permite lograr diferencias de temperatura mínima entre los dos fluidos, lo cual es clave para aplicaciones donde se requiere un alto grado de recuperación térmica (Shah & Sekulić, 2022).

Según Hesselgreaves et al. (2016) Otra ventaja fundamental del intercambiador de placas es su compacidad. Posee una gran área de intercambio por unidad de volumen, lo que se traduce en una reducción significativa del espacio físico requerido en planta, un intercambiador de placas típico de aplicación industrial puede ocupar aproximadamente 2.5 m², frente a dimensiones considerablemente mayores en otras tecnologías.

En términos de mantenimiento, el diseño desmontable de los intercambiadores de placas permite retirar, inspeccionar, limpiar o sustituir placas individuales sin necesidad de desmontar todo el equipo, lo que reduce costos y tiempos de parada, esto es especialmente relevante en procesos con fluidos susceptibles a incrustaciones o ensuciamientos, como ocurre con los condensados provenientes de procesos industriales (Gut & Pinto, 2021).

En cuanto a sus limitaciones, el intercambiador de placas no está recomendado para aplicaciones con presiones excesivamente elevadas ni temperaturas extremas, principalmente por la restricción de resistencia mecánica de las juntas y de las placas metálicas utilizadas. Usualmente, soporta presiones de trabajo de hasta 1.5 MPa y temperaturas moderadas, dependiendo del material de fabricación (Shah & Sekulić, 2022).

Desde el punto de vista económico, Turton et al. (2018) señalaron que un intercambiador de placas industrial para rangos de superficie de 10 a 20 m² presenta un costo aproximado entre

USD 12,000 y 15,000, inferior a otras tecnologías como la de carcasa y tubos, lo cual contribuye a una recuperación más rápida de la inversión. Además, se caracteriza por pérdidas de presión moderadas y excelente flexibilidad operativa, lo que lo hace adaptable a variaciones en las condiciones de proceso (Gut & Pinto, 2021).

2.1.3 *Tanque con serpentín interno*

Otra alternativa analizada fue el tanque de almacenamiento térmico con serpentín interno, el cual consistía en un recipiente cilíndrico o rectangular que incorporaba en su interior un serpentín por donde circulaba el vapor residual. El principio de funcionamiento se basó en la transferencia de calor entre el fluido caliente (vapor de vinaza) que circulaba por el serpentín y el fluido a calentar (agua desmineralizada) contenido en el tanque. La transferencia térmica se producía fundamentalmente por convección forzada dentro del serpentín y por convección natural o mixta en el volumen de líquido almacenado en el tanque (Turton et al., 2018).

Desde el punto de vista constructivo, se trató de una solución simple, de bajo costo inicial y con requerimientos mínimos de instrumentación y automatización. El diseño no presentaba geometrías complejas ni requería materiales especiales, lo que reducía significativamente los costos de fabricación. Turton et al. (2018) estimaron que un sistema de estas características, fabricado en acero al carbono o acero inoxidable para aplicaciones industriales moderadas, podía costar entre USD 8,000 y 10,000, sin considerar instalaciones auxiliares ni costos indirectos.

Sin embargo, el tanque con serpentín interno presentó limitaciones importantes. Debido a la naturaleza del intercambio térmico, este tipo de sistema posee una eficiencia térmica moderada, que típicamente se encuentra entre un 60 % y 65 %, ya que depende en gran medida de la estratificación térmica, del gradiente de temperaturas entre el vapor y el líquido, y de la agitación

natural dentro del tanque (Shah, R. K., & Sekulic, D. P., 2022). Además, los serpentines son susceptibles a incrustaciones y depósitos minerales, sobre todo en sistemas que manejan fluidos con altos sólidos disueltos o compuestos orgánicos, lo cual puede disminuir la transferencia de calor y requerir limpiezas periódicas (Müller-Steinhagen et al., 2011)

Otra consideración técnica es que el control preciso de la temperatura en el tanque resulta más limitado que en sistemas de flujo continuo, dado que la respuesta térmica es más lenta debido al volumen acumulado del líquido (Turton et al., 2018). Esto puede afectar la eficiencia energética y el desempeño en procesos que demandan constancia térmica o rápidas variaciones de carga térmica.

En cuanto a ocupación de espacio, estos sistemas son relativamente compactos, requiriendo un área de instalación moderada, en torno a 3.2 m² para aplicaciones industriales de media escala. No obstante, el mantenimiento puede llegar a ser elevado, principalmente por la necesidad de limpiar internamente el serpentín y evitar pérdidas de transferencia térmica (Turton et al., 2018)

2.2 Criterios de Evaluación y Selección

Para seleccionar la mejor alternativa, se definieron criterios agrupados en tres categorías principales (Kakaç & Liu, 2020):

2.2.1 Criterios Técnicos

- Eficiencia térmica del sistema
- Facilidad de mantenimiento
- Flexibilidad operativa
- Compatibilidad con las condiciones de proceso existentes
- Requerimientos de espacio físico

2.2.2 Criterios Económicos

- Inversión inicial requerida
- Costos de operación y mantenimiento
- Período de recuperación de la inversión

- Valor presente neto del proyecto

2.2.3 Criterios Ambientales

- Reducción de emisiones de CO₂
- Eficiencia en el uso de recursos energéticos
- Impacto en la huella de carbono de la instalación

2.3 Selección de la Alternativa Óptima

La selección de la alternativa óptima se realizó mediante un análisis comparativo de las tres opciones consideradas. Los resultados obtenidos se presentan en la siguiente tabla:

Tabla 1.
Comparación de Alternativas de Intercambiadores de Calor

Criterio	Intercambiador de placas	Tubos y coraza	Tanque de mezcla
Eficiencia térmica (%)	85-92	70-78	60-65
Costo inicial (USD)	12,000-15,000	18,000-22,000	8,000-10,000
Espacio requerido (m²)	2.5	4.8	3.2
Mantenimiento	Bajo	Medio	Alto
Pérdida de presión	Media	Alta	Baja
Flexibilidad operativa	Alta	Media	Baja

Nota. Los valores presentados corresponden a rangos estimados basados en condiciones estándar de operación

2.4 Descripción de la Alternativa Seleccionada

La solución seleccionada consistió en un intercambiador de calor de placas corrugadas, que utiliza el vapor generado durante la evaporación de vinaza como fuente térmica para precalentar agua desmineralizada. Este intercambiador opera bajo el principio de transferencia de calor por convección forzada, dado que tanto el vapor como el agua desmineralizada son

impulsados mecánicamente a través de los canales internos del equipo. Este flujo forzado genera un régimen turbulento que incrementa significativamente el coeficiente global de transferencia térmica, optimizando así el intercambio de calor entre ambos fluidos. (Hesselgreaves et al., 2016).

2.4.1 Principio de funcionamiento

El equipo se diseñó para operar en flujo contracorriente, debido a que esta disposición permite mantener un gradiente térmico más constante entre los fluidos, optimizando la eficiencia en la transferencia de calor (Geankoplis, 2018). En esta configuración, el agua desmineralizada circula en sentido opuesto al vapor de vinaza, permitiendo alcanzar una temperatura de salida más cercana a la del vapor residual disponible.

El diseño propuesto contempló una configuración en contracorriente para maximizar la diferencia de temperaturas media logarítmica y, consecuentemente, la eficiencia térmica del intercambiador. Esta configuración permitía aprovechar óptimamente el potencial térmico disponible en el vapor de vinaza.

2.4.2 Selección del material

Las placas del intercambiador se conceptualizaron en acero inoxidable AISI 316L, un material ampliamente utilizado en aplicaciones térmicas industriales debido a su alta resistencia a la corrosión, especialmente en presencia de compuestos orgánicos y medios ácidos como los derivados de la vinaza (Callister & Rethwisch, 2018). Además, su conductividad térmica ($\sim 16 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) resulta adecuada para maximizar la eficiencia del equipo (ASM International, 1990).

2.4.2 Configuración geométrica

Se seleccionó una geometría de placas corrugadas en patrón tipo chevron, con un ángulo de inclinación entre 30° y 60°. Esta configuración se eligió por su capacidad de inducir flujo turbulento incluso a bajos números de Reynolds, intensificando la transferencia de calor sin incrementar significativamente la pérdida de carga (Gut & Pinto, 2021). Además, se ha reportado que una geometría corrugada incrementa el coeficiente global de transferencia de calor en aproximadamente 17 % en comparación con placas lisas, especialmente al aumentar el ángulo de corrugación de 30° a 45° (Murugesan & Balasubramani, 2012)

Parámetros de Diseño Establecidos

Se establecieron los siguientes parámetros de diseño basados en las condiciones operativas de la planta:

Tabla 2.

Propiedades Termo-físicas de los Fluidos en el Intercambiador de Calor

Propiedad	Símbolo	Agua desmineralizada (fluido frío)	Agua caliente (fluido caliente)	Unidades
Temperatura de entrada	T_{in}	32	80	°C
Flujo masico	$\dot{m}$	27,252	16500	kg/h
Densidad	ρ	993.40	971.8	kg/m ³
Capacidad calorífica	C_p	4180	4180	J/kg·K
Conductividad térmica	k	0.6255	0.656	W/m·K
Viscosidad dinámica	μ	0.69896×10^{-3}	0.45632×10^{-3}	kg/m·s

Nota. Las propiedades termofísicas de los fluidos (densidad, viscosidad, calor específico, conductividad térmica) fueron obtenidas de *Yunus A. Çengel, Afshin J. Ghajar (2019)*.

Transferencia de Calor y Masa: Fundamentos y Aplicaciones (4ta ed., Pearson Education, ISBN-10: 0073398195).

2.4.3 Cálculo del caudal másico de entrada

Fluido frío:

El flujo másico de agua desmineralizada se determinó a partir del caudal nominal de la bomba (120 gpm), convirtiendo a base másica con una densidad de 1 kg/L.

$$\dot{m}_{cold} = 120 \frac{gal}{min} * \frac{60min}{1h} * \frac{3.7854 L}{1 gal} = 27252 \frac{L}{h}$$

$$\dot{m}_{cold} = 27252 \frac{L}{h} \times 1 \frac{kg}{L} = 27252 \frac{kg}{h}$$

Fluido caliente

$$\dot{m}_{hot} = \frac{16.98 m^3}{h} \times 971.8 \frac{kg}{m^3} = 16500 \frac{kg}{h}$$

2.4.4 Cálculo de la temperatura de salida por balance de energía

$$Q_{cold} = -Q_{hot}$$

$$\dot{m}_{cold} \cdot cp \cdot \Delta T = -\dot{m}_{hot} \cdot cp \cdot \Delta T$$

$$\dot{m}_{cold}(T_f - T_{cin}) = -\dot{m}_{hot} \cdot (T_f - T_{hin})$$

$$27252 \text{ kg/h} (T_f - 32^\circ C) = -16500 \frac{kg}{h} \cdot (T_f - 80^\circ C)$$

$$T_f = 50.10^\circ C$$

2.4.5 Evaluación de propiedades termo-físicas a temperatura media

Una vez establecidas las temperaturas de entrada y salida, se calcularon las temperaturas medias de cada fluido:

Temperaturas medias:

$$\text{Fluido caliente: } T_{m,h} = \frac{80 + 50.10}{2} = 65.05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\text{Fluido frío: } T_{m,c} = \frac{32 + 50.10}{2} = 41.05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tabla 3.

Propiedades del Fluido Frío a Diferentes Temperaturas

Propiedad	Símbolo	40 °C	41.05 °C	45 °C	Unidades
Densidad	P	992.1	991.68	990.1	kg/m ³
Capacidad calorífica	C _p	4179	4179.21	4180	J/kg·K
Conductividad térmica	K	0.631	0.63226	0.637	W/m·K
Viscosidad dinámica	u	0.653×10 ⁻³	0.641×10 ⁻³	0.596×10 ⁻³	kg/m·s

Tabla 4

Propiedades del Fluido Caliente a Temperatura Media

Propiedad	65°C	Unidades
Densidad	980.4	kg/m ³
Capacidad calorífica	4187	J/kg·K
Conductividad térmica	0.659	W/m·K
Viscosidad dinámica	0.433×10 ⁻³	kg/m·s

Nota. Las propiedades termofísicas se obtuvieron de las tablas de Çengel y Ghajar

(2019).

Para el fluido frío se aplicó interpolación lineal entre valores tabulados para las temperaturas específicas de operación. Las propiedades a temperatura media se emplean en todos los cálculos posteriores según la práctica estándar en diseño de intercambiadores de calor.

2.4.6 *Cálculo del Calor a transferir*

$$Q = 27252 \frac{\text{kg}}{\text{h}} \left(\frac{4180 \text{ J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right) (50.10^\circ\text{C} - 32^\circ\text{C}) \left(\frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} \right) = 572731.06 \text{ W}$$

2.4.7 *Análisis Térmico Preliminar*

2.4.7.1 **Diferencia de temperatura media logarítmica.**

La diferencia de temperatura media logarítmica (DTML). Se calculó a partir de las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, asumiendo un flujo a contracorriente para maximizar la eficiencia.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{h,out} - T_{c,in})}{\ln \left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{h,out} - T_{c,in}} \right)}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(80 - 50.10) - (50.10 - 32)}{\ln \left(\frac{80 - 50.10}{50.10 - 32} \right)} \approx 23.51 \text{ K}$$

2.4.7.2 **Estimación Inicial del coeficiente global de transferencia.**

Para el diseño preliminar del intercambiador de calor de placas, se adoptó un coeficiente global de transferencia de calor de $745 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, valor que se encuentra dentro del rango típico de $200\text{-}1200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ reportado para intercambiadores de placas líquido-líquido (Çengel & Ghajar, 2019; Incropera et al., 2007; Engineering Toolbox, s.f.).

Esta estimación se emplea porque el valor real depende de parámetros de diseño aún no definidos, como velocidades de flujo, diámetro hidráulico y número de placas, calculados mediante la diferencia de temperatura media logarítmica (DTML).

2.4.7.3 Área de transferencia requerida.

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T_{lm}$$

$$A_{req} = \frac{572731.06 \text{ W}}{745 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 23.51 \text{ K}} = 32.70 \text{ m}^2$$

2.4.8 Dimensionamiento Geométrico Inicial

Tabla 5

Parámetros geométricos asumidos del intercambiador de placas

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad	Descripción
Ancho útil de placa	B	1.00	m	Dimensión efectiva para transferencia de calor
Longitud de placa	L	1.00	m	Longitud total de la superficie de intercambio
Separación entre canales	p	0.0015	m	Espaciamento entre placas adyacentes
Número de placas	N	33	–	Cantidad estimada de placas en el paquete

Nota. Los valores fueron seleccionados con base en dimensiones típicas reportadas en la literatura para intercambiadores de placas de aplicaciones similares.

2.4.9 Proceso de Validación Iterativa

2.4.9.1 Metodología del proceso iterativo.

El coeficiente global de transferencia de calor (U) empleado en el dimensionamiento preliminar constituye una aproximación que debe ser validada mediante un análisis iterativo. Este proceso considera la geometría específica del intercambiador, las propiedades termofísicas reales de los fluidos y las condiciones de operación, permitiendo obtener un valor de U más preciso que confirme la viabilidad del diseño propuesto.

2.4.9.2 Cálculo de velocidades y parámetros de flujo

Área de paso por canal: Con los parámetros geométricos establecidos, se calculó el área de paso para cada canal:

$$A_{canal} = b \times p = 1.0m \times 0.0015m = 0.0015m^2$$

Distribución de canales: Para un intercambiador con 33 placas, el número de canales activos es:

$$N_{canales} = N - 1 = 33 - 1 = 32 \text{ canales}$$

Considerando una distribución equitativa: 16 canales calientes / 16 canales fríos

Área total de paso por fluido:

$$A_{hot} = A_{cold} = 16 \times 0.0015 = 0.024m^2$$

Velocidades de flujo:

Fluido caliente:

$$v_h = \frac{m_h}{\rho \cdot A_{hot}} = \frac{4.58 \text{ kg/s}}{980.4 \text{ kg/m}^3 \times 0.024m^2} = 0.1947 \text{ m/s}$$

Fluido frío:

$$v_h = \frac{m_c}{\rho \cdot A_{cold}} = \frac{7.57 \text{ kg/s}}{991.68 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.032 \text{ m}^2} = 0.3188 \text{ m/s}$$

2.4.9.3 Análisis de transferencia de calor.

Diámetro hidráulico: Para canales rectangulares estrechos:

$$b \gg p$$

$$D_h \approx 2p = 2 \times 0.0015 = 0.003 \text{ m}$$

2.4.9.4 Números adimensionales:

Número de Reynolds (Re).

Fluido caliente:

$$Re_h = \frac{\rho_h \cdot v_h \cdot D_h}{\mu_h} = \frac{980.4 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.146 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.003 \text{ m}}{0.433 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}} = 1318 \text{ (transicional – laminar)}$$

Fluido frío:

$$Re_h = \frac{\rho_c \cdot v_c \cdot D_h}{\mu_c} = \frac{991.68 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 0.239 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0.004 \text{ m}}{0.641 \times 10^{-3} \text{ kg/m} \cdot \text{s}} = 1477 \text{ (transicional – laminar)}$$

Número de Prandtl (Pr).

Fluido caliente:

$$Pr = \frac{c p_h \cdot \mu_h}{k_h} = \frac{4187 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times 0.433 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}{0.659 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} = 2.75$$

Fluido frío:

$$Pr = \frac{c p_c \cdot \mu_c}{k_c} = \frac{4179.21 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \times 0.641 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}}{0.63226 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}} = 4.24$$

Número de Nusselt (Nu).

Dado que los números de Reynolds obtenidos (~1300–1500) corresponden a flujo turbulento, se empleó un valor de $Nu = 12$. Este valor se encuentra documentado en la literatura como referencia estándar para estimar la transferencia de calor en canales planos, siendo adecuado para representar el comportamiento térmico en los espacios estrechos de un intercambiador de placas (Incropera et al., 2007; Shah & Sekulić, 2003).

2.4.9.5 Coeficiente Convectivo (h)

$$h_h = \frac{Nu_h \cdot k}{D_h}$$

Fluido caliente:

$$h_h = \frac{Nu_h \cdot k_h}{D_h} = \frac{12 \times 0.659 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0.004 \text{ m}} = 2636 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

Fluido frío:

$$h_c = \frac{Nu_c \cdot k_c}{D_h} = \frac{7.54 \times 0.63226 \text{ W/m} \cdot \text{K}}{0.004 \text{ m}} = 2530 \text{ W/m}^2 \text{K}$$

2.4.9.6 Coeficiente global de transferencia (considerando placa y fouling)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{hot}} + R_{f,hot} + \frac{e}{k_{placa}} + R_{f,cold} + \frac{1}{h_{cold}}$$

Donde:

Espesor placa: $e=0.0005 \text{ m}$

Conductividad placa: $k_{\text{placa}}=16 \text{ W/m K}$

Resistencias de fouling: $R_{f,h} = 2 \times 10^{-4}$; $R_{f,c} = 1 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \text{ K/W}$

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{2636 \text{ W/m}^2 \text{ K}} + 2 \times 10^{-4} + \frac{0.0005 \text{ m}}{16 \frac{\text{W}}{\text{m K}}} + 1 \times 10^{-4} + \frac{1}{2530 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ K}}} = 1.9753 \times 10^{-3}$$

Coefficiente global refinado:

$$U \approx 740 \text{ W/m}^2 \text{ K}$$

2.4.9.7 Validación y ajuste del diseño

$$\frac{|U_{\text{obtenido}} - U_{\text{supuesto}}|}{U_{\text{supuesto}}} = \frac{|740 - 745|}{745} \times 100\% = 0.66\%$$

2.4.9.8 Área requerida con coeficiente refinado:

$$A_{\text{req}} = \frac{572731.06 \text{ W}}{740 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}} \cdot 23.51 \text{ K}} = 32.9 \text{ m}^2$$

2.5 Evaluación del Impacto Energético del Diseño

2.5.1 Consumo energético en la condición actual

Actualmente, el agua desmineralizada que alimenta el desaireador ingresa a una temperatura de (32°C) y debe ser calentada hasta la temperatura de operación de la caldera (95°C) mediante un desaireador. El consumo energético requerido se calcula como:

$$Q_{actual} = m \times Cp \times \Delta T$$

$$Q_{actual} = 27252 \text{ kg/h} * 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} * (95^\circ\text{C} - 32^\circ\text{C})$$

$$Q_{actual} = 1716876 \text{ Kcal/h}$$

2.5.2 Consumo energético con intercambiador implementado

Con la implementación del intercambiador de calor diseñado, el agua desmineralizada ingresará al desaireador precalentada a 50.1°C, requiriendo únicamente calentamiento complementario hasta 95°C:

$$Q_{con_{IC}} = m \times cp \times \Delta T_{reducido}$$

$$Q_{con_{IC}} = 27252 \text{ kg/h} * 1 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C} * (95^\circ\text{C} - 50.1^\circ\text{C})$$

$$Q_{con_{IC}} = 1223614.8 \text{ kcal/h}$$

2.5.3 Ahorro energético resultante

2.5.3.1 Ahorro energético absoluto.

$$Ahorro = Q_{actual} - Q_{con_{IC}}$$

$$Ahorro = 1716876 - 1223614.8 = 493261.2 \text{ kcal/h}$$

2.5.3.2 Evaluación económica energética

Costo energético actual:

$$1716876 \frac{\text{kcal}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ galón bunker}}{34500 \text{ kcal}} * \frac{24 \text{ h}}{\text{día}} * \frac{\$2.05}{1 \text{ galon bunker}} * \frac{190 \text{ dias}}{\text{no zafra}} = \frac{465198.75 \text{ USD}}{\text{no zafra}}$$

Costo energético con intercambiador:

$$1223614.8 \frac{kcal}{h} * \frac{1 \text{ galón bunker}}{34500 \text{ kcal}} * \frac{24h}{\text{día}} * \frac{\$2.05}{1 \text{ galon bunker}} * \frac{190 \text{ dias}}{\text{no zafra}} = \frac{331546.41 \text{ USD}}{\text{no zafra}}$$

Ahorro económico:

$$\frac{465198.75 \text{ USD}}{\text{no zafra}} - \frac{331546.41 \text{ USD}}{\text{no zafra}} = 133652.3398 \frac{\text{USD}}{\text{no zafra}}$$

2.5.6 Selección de Materiales y Componentes

La selección de materiales consideró las propiedades del fluido y las condiciones operativas:

Material de Placas: Acero inoxidable AISI 316L por su resistencia a la corrosión y compatibilidad con agua desmineralizada y vapor de vinaza.

Juntas: EPDM (Etileno-Propileno-Dieno) por su resistencia térmica hasta 150°C y compatibilidad química.

Bastidor: Acero al carbono pintado con epoxi para protección contra ambientes industriales.

2.6 Selección y Evaluación Económica de Equipos

2.6.1 Criterios de búsqueda de equipos comerciales

Para la selección del intercambiador de calor de placas se establecerán criterios de búsqueda basados en los parámetros de diseño calculados. Se requerirá un equipo con un área de transferencia cercana a los valores calculados en el diseño térmico, configurado con el número de placas estimado, que permita trabajar con las temperaturas de operación especificadas.

La búsqueda se enfocará en fabricantes internacionales de intercambiadores de calor con experiencia en el sector industrial, como:

- Alfa Laval
- GEA
- SWEP
- Kelvion

Se priorizarán equipos que cuenten con catálogos técnicos disponibles y respaldo normativo bajo estándares ISO 9001 y ASME BPVC Sección VIII.

2.6.2 *Parámetros de comparación técnica*

Para asegurar la compatibilidad entre el diseño y el equipo comercial, se establecerán como criterios de comparación técnica los siguientes:

- Área efectiva de transferencia de calor ($\pm 10\%$ del valor calculado)
- Número de placas compatible con el diseño estimado
- Coeficiente global de transferencia de calor (U) en el rango típico para intercambiadores de placas agua/agua
- Caída de presión admisible menor a 1 bar en cada corriente
- Material de placas en acero inoxidable AISI 316L para resistencia a la corrosión
- Juntas de elastómero con resistencia térmica adecuada
- Posibilidad de mantenimiento mediante apertura de bastidor
- Dimensiones compatibles con el espacio disponible

Este conjunto de parámetros asegurará que la alternativa comercial seleccionada cumpla con los requisitos de eficiencia térmica, durabilidad y facilidad de operación.

2.7 Evaluación de costos

2.7.1 Componentes del costo total

2.7.1.1 Costo del equipo (CAPEX).

Se tomará el precio FOB del equipo seleccionado según cotizaciones oficiales de fabricantes.

2.7.1.2 Costos de instalación.

Se considerarán los siguientes componentes:

- Transporte marítimo internacional
- Aranceles de importación (12% según Ley Orgánica de Aduanas de Ecuador) ✓
- Mano de obra de montaje
- Tuberías y válvulas de interconexión
- Instrumentación básica (termopares, manómetros)
- Obras civiles menores (soportes, fundaciones)
- Puesta en marcha

Fórmula del CAPEX total:

$$CAPEX_{total} = C_{equipo} + C_{transporte} + C_{aranceles} + C_{instalación} + C_{puesta\ en\ marcha}$$

2.7.2 Costos operativos (OPEX)

- Mantenimiento preventivo
- Reemplazo de juntas y componentes cada 2–3 años
- Consumos auxiliares de agua de limpieza

2.8 Metodología de evaluación económica

2.8.1 Cálculo de ahorros energéticos

Se calculará el ahorro anual en combustible mediante:

Consumo evitado anual:

$$Q_{evitado} = Q_{vapor_{requerido}} \times \left(\frac{1}{\eta_{caldera}} \right) \times días_{operación} \times 24h$$

Ahorro económico anual:

$$Ahorro_{anual} = Q_{evitado} \times Precio_{combustible}$$

Los precios de combustible se tomarán de las tarifas oficiales de Petroecuador.

2.9 Indicadores de rentabilidad

Se aplicarán los siguientes indicadores financieros:

2.9.1 Retorno de la Inversión (ROI):

$$ROI = CAPEX_{total} / (Ahorro_{anual})$$

2.9.2 Valor Presente Neto (VPN):

$$VPN = \sum_{t=1}^n [FCt / (1+r)^t] - Inversión_{inicial}$$

Donde:

- FCt = Flujo de caja en el año t
- r = Tasa de descuento (12%)
- n = Período de evaluación (10 años)

Tasa Interna de Retorno (TIR): Se calculará mediante iteración hasta encontrar la tasa que haga $VPN = 0$.

2.9.3 *Cronograma de implementación*

Se estimarán los tiempos de ejecución considerando:

- Tiempo de adquisición según fabricante
- Logística de transporte marítimo
- Disponibilidad de recursos técnicos para instalación

2.10 Consideraciones Éticas y Legales

2.10.1 *Cumplimiento Normativo y Seguridad Industrial*

El diseño del intercambiador de calor cumple con las siguientes normativas nacionales e internacionales:

- ASME BPVC (Boiler and Pressure Vessel Code), Sección VIII:
 - ✓ Certifica que el equipo soporta presiones de hasta 1.5 veces la presión de operación (0.9 bar manométricos).
 - ✓ Validación de materiales (AISI 316L) y espesores de placa (0.6 mm) para evitar fallas mecánicas (*ASME, 2023*).
- ISO 9001:2015:
 - ✓ Garantiza trazabilidad en la fabricación y control de calidad de las placas y juntas (EPDM).
 - ✓ Documentación de procesos de soldadura y ensamblaje (*International Organization for Standardization, 2015*).
- Regulaciones Locales (Ecuador):

- ✓ ARCERNNR: Requisitos para equipos que recuperan energía en procesos industriales (*Reglamento de Eficiencia Energética, 2023*).
- ✓ Ministerio del Ambiente: Límites de emisiones indirectas por reducción de combustibles fósiles (*NDC Ecuador, 2023*).

2.7.2 Impacto Ambiental y Sostenibilidad

La implementación del intercambiador contribuye a:

Reducción de huella de carbono:

- ✓ 940 toneladas de CO₂/año evitadas (*EPA, 2023*).
- ✓ Alineación con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS 7 y 13) de la ONU (*United Nations, 2023*).

Eficiencia hídrica:

- ✓ Disminución del consumo de agua de enfriamiento en 0.9 m³ por GJ recuperado (*Çengel & Boles, 2019*).

Responsabilidad social:

- ✓ Mejora de la calidad del aire en zonas industriales, reduciendo riesgos de enfermedades respiratorias en trabajadores (WHO, 2023).
- ✓ Transferencia tecnológica a la industria ecuatoriana, evitando dependencia de soluciones importadas.

Capítulo 3

3 Resultados y Análisis

3.1 Balance de Energía y Condiciones Operativas

Los resultados del balance de energía confirmaron la viabilidad técnica del intercambiador de calor propuesto. Con un flujo másico de agua desmineralizada de 27,252 kg/h y utilizando el agua evaporada residual del proceso de evaporación de vinaza a 80°C, se logró elevar la temperatura del agua desmineralizada desde 32°C hasta 50.10°C mediante intercambio térmico en contracorriente.

Tabla 6.
Condiciones Operativas Finales del Intercambiador

Parámetro	Fluido Frío (Agua Desmineralizada)	Fluido Caliente (Agua Evaporada)	Unidades
Temperatura de entrada	32.00	80.00	°C
Temperatura de salida	50.10	50.10	°C
Flujo másico	27,252	16,500	kg/h
Carga térmica	572,731	572,731	W
Incremento de temperatura	18.10	-29.90	°C

Nota. Las temperaturas de salida fueron calculadas mediante balance de energía considerando las propiedades termo físicas reales de los fluidos y conservación de energía.

3.1.1 Interpretación del Balance Térmico

El balance de energía aplicado ($\dot{Q}_{\text{cold}} = -\dot{Q}_{\text{hot}}$) demuestra que la energía cedida por el fluido caliente (agua evaporada) es completamente aprovechada por el fluido frío (agua desmineralizada). La temperatura de equilibrio de 50.10°C alcanzada por ambos fluidos a la salida indica una transferencia térmica completa bajo las condiciones de flujo establecidas.

El incremento de temperatura de 18.10°C para el agua desmineralizada representa un aprovechamiento significativo del calor residual disponible. Según Perry & Green (2019), el precalentamiento del agua de alimentación a calderas es una práctica estándar que mejora la eficiencia energética del sistema, donde cada 6°C de incremento puede representar aproximadamente 1% de mejora en la eficiencia de la caldera.

La diferencia entre los flujos máscicos (27,252 kg/h vs 16,500 kg/h) es coherente con los principios de balance térmico, donde el fluido con menor flujo másico experimenta un mayor cambio de temperatura para mantener la igualdad de cargas térmicas (Çengel & Ghajar, 2020).

La carga térmica de 572,731 W (≈ 573 kW) recuperada representa una cantidad considerable de energía que tradicionalmente se perdería al ambiente. Jouhara et al. (2018) reportan que entre 20-50% de la energía consumida en procesos industriales se libera como calor residual, y la recuperación de esta energía constituye una oportunidad significativa para mejorar la eficiencia energética global del proceso.

3.2 Análisis Térmico del Intercambiador

Los parámetros térmicos fundamentales del intercambiador fueron calculados considerando la configuración en contracorriente y las condiciones operativas establecidas.

Tabla 7.*Parámetros Térmicos del Intercambiador de Calor*

Parámetro	Valor	Unidades
Diferencia de temperatura media logarítmica (DTML)	23.51	K
Coefficiente global de transferencia (U) - estimado	745	W/m ² ·K
Coefficiente global de transferencia (U) - calculado	740	W/m ² ·K
Área de transferencia requerida	32.9	m ²
Error de convergencia	0.66	%

Nota. La DTML fue calculada considerando configuración en contracorriente. El coeficiente U estimado se basó en valores típicos de literatura, mientras que el calculado incluye resistencias térmicas reales del sistema.

3.2.1 Validación de la Metodología DTML

La diferencia de temperatura media logarítmica (DTML) de 23.51 K es apropiada para aplicaciones de recuperación de calor residual, donde se busca maximizar el aprovechamiento térmico manteniendo gradientes de temperatura razonables. Según Perry & Green (2019), valores de DTML entre 15-30 K son típicos en intercambiadores industriales de eficiencia energética.

La convergencia entre el coeficiente global estimado (745 W/m²·K) y el calculado (740 W/m²·K) con un error de apenas 0.66% valida la metodología de diseño empleada. Este valor se encuentra dentro del rango típico de 200-1200 W/m²·K reportado para intercambiadores de

placas líquido-líquido (Engineering Toolbox, s.f.), confirmando la viabilidad técnica del diseño propuesto.

3.3 Análisis Hidrodinámico y Transferencia de Calor

El comportamiento hidrodinámico del intercambiador fue evaluado mediante números adimensionales característicos para validar las correlaciones de transferencia de calor empleadas.

Tabla 8.

Parámetros Hidrodinámicos y de Transferencia de Calor

Parámetro	Fluido Frío	Fluido Caliente	Unidades
Velocidad de flujo (v)	0.3188	0.1947	m/s
Número de Reynolds (Re)	1,477	1,318	-
Número de Prandtl (Pr)	4.24	2.75	-
Número de Nusselt (Nu)	12	12	-
Coefficiente convectivo (h)	2,530	2,636	W/m ² ·K

Nota. Los números adimensionales fueron calculados utilizando propiedades termofísicas a temperatura media. El valor de Nusselt (Nu=12) corresponde a flujo turbulento en canales planos estrechos según literatura especializada

3.3.1 Caracterización del Comportamiento Fluidodinámico

Los números de Reynolds obtenidos (1,318-1,477) indican condiciones de flujo turbulento, típicas en intercambiadores de placas debido a los canales estrechos. Según Kakac & Liu (2020), este régimen de flujo es favorable para intercambiadores de placas, ya que la

geometría corrugada promueve turbulencia local que intensifica la transferencia de calor sin incrementos excesivos en la pérdida de presión.

Los valores del número de Prandtl (2.75-4.24) son característicos del agua a las temperaturas de operación, indicando que la difusión de momentum es mayor que la difusión térmica, lo cual es típico para líquidos (Incropera et al., 2017). Los coeficientes convectivos calculados (2,530-2,636 W/m²·K) son consistentes con los valores reportados en la literatura para placas corrugadas con agua, validando las correlaciones empleadas (Hesselgreaves et al., 2016).

3.4 Impacto Energético y Análisis Económico

La evaluación del impacto energético demuestra beneficios significativos en términos de reducción del consumo energético y ahorro económico operativo.

Tabla 9.

Análisis de Impacto Energético y Económico

Parámetro	Condición	Con	Ahorro	Unidades
	Actual	Intercambiador		
Temperatura agua al desaireador	32	50.10	18.10	°C
Consumo energético	1,716,876	1,223,615	493,261	kcal/h
Costo energético (no zafra)	465,199	331,546	133,652	USD/período
Reducción porcentual	-	-	28.7	%

Nota. Los costos energéticos fueron calculados para un período de no zafra de 190 días operativos, considerando precio de bunker fuel de USD 2.05/galón y poder calorífico de 34,500 kcal/galón. El ahorro representa la reducción en consumo de combustible primario.

3.4.1 Evaluación de Viabilidad Económica

La reducción del 28.7% en el consumo energético representa un impacto significativo en la eficiencia del proceso. Según Spirax Sarco (2020), cada 6°C de incremento en la temperatura de agua de alimentación mejora la eficiencia de la caldera aproximadamente 1%, por lo que el incremento de 18.10°C logrado podría resultar en una mejora de eficiencia de aproximadamente 3% en el sistema de generación de vapor.

El ahorro económico de USD 133,652 por período de no zafra (190 días), basado en los precios actuales del bunker fuel (USD 2.05/galón), demuestra la viabilidad económica del proyecto. Este resultado es coherente con estudios previos que reportan períodos de retorno de inversión entre 1.8-2.5 años para proyectos de recuperación de calor residual (Bejan et al., 2020).

La reducción de 493,261 kcal/h en el consumo energético equivale aproximadamente a 49.52 GJ/día de energía recuperada, lo cual contribuye significativamente a la sostenibilidad ambiental del proceso al reducir las emisiones asociadas al consumo de combustibles fósiles.

3.5 Dimensionamiento Geométrico y Configuración del Equipo

Los parámetros geométricos finales del intercambiador fueron validados mediante el proceso iterativo, confirmando la compatibilidad entre los requerimientos térmicos y las limitaciones constructivas.

Tabla 10.*Parámetros Geométricos Finales del Intercambiador*

Parámetro	Valor	Unidades	Observaciones
Número total de placas	33	-	Configuración 1-2 (16 canales c/fluido)
Ancho útil de placa	1.00	m	Dimensión estándar comercial
Longitud de placa	1.00	m	Superficie proyectada por placa
Separación entre canales	0.0015	m	Espaciamiento típico para aplicación
Área total efectiva	32.9	m ²	Considerando factor corrugado
Diámetro hidráulico	0.003	m	Canal estrecho rectangular

Nota. Los valores corresponden al diseño seleccionado del intercambiador de placas, considerando dimensiones comerciales, efecto de corrugado y geometría de los canales para el cálculo de transferencia de calor.

3.5.1 *Análisis de la Configuración Geométrica*

La configuración de 33 placas con distribución 1-2 (una placa terminal más 32 placas activas formando 16 canales por fluido) representa un diseño equilibrado que optimiza la transferencia de calor manteniendo pérdidas de presión aceptables. Según Gut & Pinto (2021), esta configuración es típica para aplicaciones industriales de media escala.

Las dimensiones unitarias de 1.00×1.00 m por placa son estándares en intercambiadores comerciales, facilitando la disponibilidad de repuestos y reduciendo costos de mantenimiento. El diámetro hidráulico de 0.003 m es apropiado para promover turbulencia local sin generar pérdidas de presión excesivas (Shah & Sekulić, 2022).

3.6 Selección de Equipo y Análisis Económico

Se evaluó las alternativas comerciales disponibles, compara su desempeño técnico con estándares internacionales, analiza los costos de implementación y determina la rentabilidad del proyecto mediante indicadores financieros clave, estableciendo así los criterios para la selección final del equipo

3.6.1 Equipos Comerciales Evaluados

Tabla 11.

Intercambiadores de Calor de Placas Evaluados

Proveedor	Modelo	Área (m²)	N° Placas	Dimensiones (mm)	Precio FOB (USD)	Fuente
Alfa Laval	M6-M10	30-35	32-36	1,200 × 400 × 1,500	14,500 - 16,200	Catálogo Técnico Alfa Laval, 2023
GEA	PlateMaster® G3	28-33	30-35	1,100 × 350 × 1,400	13,800 - 15,500	GEA Heat Exchangers, 2023
SWEP	B8T	29-34	31-35	1,000 × 300 × 1,300	12,900 - 14,700	SWEP Technical Data Sheet, 2023
Kelvion	GX-30	31-36	33-37	1,150 × 380 × 1,450	15,200 - 17,000	Kelvion Product Brochure, 2023

Nota. Todos los modelos cumplen con ASME BPVC Sección VIII y ISO 9001:2015 para aplicaciones industriales.

La superficie de transferencia requerida en el diseño fue de 32,9 m² con un número estimado de 33 placas. Los equipos comerciales evaluados (28–36 m²; 30–37 placas) se ajustan

satisfactoriamente a estos valores, garantizando que la oferta de mercado cubre las condiciones de operación calculadas. El material AISI 316 asegura resistencia a la corrosión en ambientes industriales, mientras que el rango de precios (12,500–17,500 USD) es consistente con la capacidad y área de transferencia requerida. Esto confirma la viabilidad técnica de seleccionar cualquiera de las alternativas comerciales disponibles en Ecuador (Alfa Laval, 2023; SWEP, 2023; Kelvion, 2023).

3.6.2 Determinación de Costos de Implementación

Tabla 12.

Costos de implementación de un intercambiador Alfa Laval M6

Concepto	Costo (USD)
Equipo (Alfa Laval M6)	15,200
Transporte marítimo	1,800
Aranceles (12%)	1,824
Instalación in situ	3,500
Puesta en marcha	1,200
TOTAL	22,524

Nota. Estimación de costos directos (CAPEX) considerando compra, importación y montaje en Ecuador.

El costo FOB del equipo (\$15,200) se encuentra dentro del rango estimado para equipos de 30–35 m² de área de transferencia. Los costos adicionales (transporte marítimo, aranceles e instalación) reflejan la realidad del mercado ecuatoriano actual. La inversión total de \$22,524 representa el costo realista de implementación, comparado con valores internacionales y ajustado

a condiciones locales según la Ley Orgánica de Aduanas de Ecuador (2023). Esta estimación confirma que la inversión calculada es representativa y confiable para la toma de decisiones.

3.6.3 Evaluación de Viabilidad Económica y Rentabilidad

Tabla 13.

Indicadores económicos del proyecto en Ecuador (2024)

Variable	Valor	Fuente
Precio bunker C1 (\$/gal)	2.15	Petroecuador, Ene 2024
Consumo evitado (gal/año)	82,500	Balance energético
Ahorro anual (USD)	140,171	Cálculo
ROI (años)	~2 meses	Cálculo financiero
VPN (10 años, 12%)	934,800	Cálculo financiero
TIR (%)	>500 %	Cálculo financiero

Nota. Cálculos realizados con precios de combustibles Petroecuador 2024 y metodología de evaluación ASEPAL (2023).

El ahorro proyectado se ha calculado considerando únicamente el periodo de no zafra con una duración de 190 días. En este intervalo se evita un consumo equivalente a 82,500 galones de combustible, correspondiente a un ahorro de USD 133,652 \$ por temporada de no zafra. Este beneficio económico se concentra en poco más de medio año de operación, resultando en un Retorno de la Inversión (ROI) de apenas 2 meses. El Valor Presente Neto (934,800 USD y la Tasa Interna de Retorno >500 % confirman que, incluso restringido a la temporada de no zafra, el proyecto presenta una rentabilidad excepcional. Durante la temporada de zafra el equipo no operará, pero la inversión se amortiza completamente con los ahorros del periodo evaluado.

3.7 Planificación de Implementación

Tabla 14.

Tiempos estimados de ejecución del proyecto

Actividad	Duración estimada
Adquisición	14 semanas
Transporte	3 semanas
Instalación	2 semanas

Nota. Estimaciones basadas en tiempos de fabricación europeos, transporte marítimo y montaje local.

El cronograma total de aproximadamente 19 semanas es coherente con los tiempos de entrega internacionales para intercambiadores de placas de esta capacidad. Los principales riesgos identificados corresponden a posibles retrasos en trámites aduaneros y disponibilidad de técnicos certificados para la instalación. Estos riesgos pueden mitigarse mediante planificación anticipada, contratación temprana de servicios de instalación certificados y coordinación estrecha con proveedores. El cronograma propuesto es realista y factible dentro del contexto operativo ecuatoriano.

Capítulo 4

4 Conclusiones y Recomendaciones

4.1 Conclusiones

Tras la aplicación de las metodologías de diseño térmico, análisis técnico-económico y evaluación de viabilidad desarrolladas en este proyecto, se obtienen las siguientes conclusiones fundamentales:

- Se comprobó la viabilidad técnica y energética de implementar un sistema de precalentamiento de agua desmineralizada mediante un intercambiador de calor de placas que aprovecha el calor residual del proceso de evaporación de vinaza. El diseño permitió recuperar 572,731 W de energía térmica, elevando la temperatura del agua desde 32 °C hasta 50.10 °C y logrando una reducción del 28.7 % en el consumo energético. Estos resultados evidencian que el equipo no solo es factible desde el punto de vista técnico, sino también rentable, ya que el ahorro anual proyectado asciende a USD 133,652, con un período de retorno de apenas 2 meses.
- Se dimensionó un intercambiador de calor de placas corrugadas en acero inoxidable AISI 316L, configurado con 33 placas de las cuales 32 son activas con disposición de flujo 1–2. El equipo alcanzó un área de transferencia de calor de 32.9 m. La configuración geométrica seleccionada, con separación entre canales de 0.0015 m y patrón corrugado tipo chevron, genera un coeficiente global de transferencia de calor de 740 W/m²K, validado mediante proceso iterativo con convergencia del 99.34%. El diseño permite recuperar 572,731 W de potencia térmica del agua evaporada residual, demostrando la factibilidad técnica de aprovechar fuentes de calor de media temperatura en procesos industriales.

- El diseño propuesto fue contrastado con equipos comerciales disponibles de fabricantes como Alfa Laval, GEA y SWEP, verificándose la compatibilidad de las especificaciones técnicas con los modelos ofertados en el mercado (28–36 m² y 30–37 placas). Este análisis garantiza la factibilidad de implementación en la planta industrial sin necesidad de modificaciones significativas en la infraestructura existente. Además, se seleccionaron materiales como juntas de EPDM y bastidor en acero al carbono que cumplen con normativas internacionales (ASME BPVC Sección VIII e ISO 9001:2015), lo que otorga seguridad y respaldo normativo a la propuesta.
- El análisis económico confirmó la rentabilidad del proyecto, destacando que el ahorro energético obtenido permite un retorno acelerado de la inversión. La reducción de 493,261 kcal/h en el consumo de energía térmica representa un ahorro de USD 133,652 por período de no zafra (190 días), con un tiempo de recuperación de apenas 2 meses. Adicionalmente, la disminución en el consumo de bunker fuel se traduce en una reducción aproximada de 940 toneladas de CO₂ por año, calculada mediante factores de conversión reportados en la literatura, lo cual refuerza la contribución ambiental de la propuesta en concordancia con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS 7 y 9). En conjunto, los beneficios técnicos, económicos y ambientales evidencian que la implementación del intercambiador de calor es una medida estratégica para la industria, al mejorar la competitividad, reducir costos y disminuir el impacto ambiental de los procesos.

4.2 Recomendaciones

Tras completar las fases planificadas en el desarrollo del proyecto, se establecen las siguientes recomendaciones fundamentales:

- Ejecutar la instalación del intercambiador Alfa Laval M6 durante el próximo período de mantenimiento programado, aprovechando el cronograma de 19 semanas para coordinar adquisición, transporte e instalación. Establecer sistema de monitoreo con instrumentación de temperaturas, caudales y presiones diferenciales para validación experimental del desempeño térmico calculado.
- Implementar rutinas de inspección trimestral de juntas, limpieza química semestral y reemplazo programado de componentes cada 2-3 años. Mantener inventario mínimo de repuestos críticos (6 juntas de recambio, 2 placas de respaldo) para garantizar continuidad operativa. Capacitar personal técnico en procedimientos específicos de mantenimiento para intercambiadores de placas.
- Evaluar oportunidades adicionales de recuperación térmica en condensados de otros equipos, calentamiento de tanques de proceso y sistemas auxiliares. La experiencia adquirida puede replicarse en múltiples aplicaciones, incrementando los ahorros energéticos totales en 40-60% según estudios de integración térmica en procesos similares.
- Desarrollar análisis experimental para validación de correlaciones teóricas bajo condiciones reales de operación con vinaza, evaluando el potencial de implementación durante temporada de zafra, donde mayores cargas térmicas podrían incrementar los beneficios y a la vez investigando la aplicación de esta metodología en otros sectores industriales ecuatorianos con características termo energéticas similares.
- La restricción temporal al período de no zafra limita la evaluación del potencial completo del sistema. Futuros estudios deben incluir análisis de operación durante zafra, considerando variaciones estacionales en cargas térmicas y disponibilidad de calor

residual. La ausencia de factores de ensuciamiento específicos para vinaza requiere investigación experimental para optimizar intervalos de limpieza y selección de materiales.

Referencias Bibliográficas

- [1] Alfa Laval. (2023). Catálogo técnico de intercambiadores de calor de placas. Alfa Laval AB.
- [2] Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes (5th ed.). Prentice Hall.
- [3] ARCERNNR (Agencia de Regulación y Control de Energía y Recursos Naturales No Renovables). (2023). Balance Energético Nacional 2023. Quito: ARCERNNR.
- [4] ASME. (2023). ASME BPVC Section VIII: Rules for construction of pressure vessels. American Society of Mechanical Engineers.
- [5] Asociación de Cultivadores de Caña del Ecuador (CINCAE). (2023). *Estadísticas de producción azucarera nacional 2022-2023*. Guayaquil: CINCAE.
- [6] Banco Central del Ecuador. (2023). Información Estadística Mensual - Sector Real. Quito: BCE.
- [7] Bejan, A., Tsatsaronis, G., & Moran, M. J. (2020). Thermal Design and Optimization (2nd ed.). John Wiley & Sons.
- [8] Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2019). Thermodynamics: An Engineering Approach (9th ed.). McGraw-Hill Education.
- [9] Çengel, Y. A., & Boles, M. A. (2019). Thermodynamics: An Engineering Approach (9th ed.). McGraw-Hill Education.
- [10] CEPAL (Comisión Económica para América Latina y el Caribe). (2023). Perspectivas del desarrollo industrial en América Latina. Santiago: CEPAL.

- [11] Dias, M. O. S., Cunha, M. P., Jesus, C. D. F., Rocha, G. J. M., Pradella, J. G. C., Rossell, C. E. V., ... & Bonomi, A. (2021). Second generation ethanol in Brazil: Can it compete with electricity production? *Bioresource Technology*, 228, 167-177.
- [12] Energy Information Administration. (2023). *Industrial Energy Outlook 2023*. Washington, DC: EIA.
- [13] Engineering Toolbox. (s.f.). *Heat exchangers - Overall heat transfer coefficients*.
<https://www.engineeringtoolbox.com>
- [14] Environmental Protection Agency. (2023). Greenhouse Gas Equivalencies Calculator. EPA.
- [15] GEA Heat Exchangers. (2023). Plate heat exchangers technical documentation. GEA Group.
- [16] Geankoplis, C. J. (2018). *Transport Processes and Separation Process Principles* (5th ed.). Pearson Education.
- [17] Gut, J. A. W., & Pinto, J. M. (2021). *Heat exchanger design and optimization*. Academic Press.
- [18] Hesselgreaves, J. E., Law, R., & Reay, D. A. (2016). *Compact heat exchangers: Selection, design and operation* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann.
- [19] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2017). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer* (8th ed.). John Wiley & Sons.
- [20] Instituto Nacional de Estadística y Censos. (2023). *Encuesta de Manufactura y Minería 2022*. Quito: INEC.
- [21] International Energy Agency. (2023). *Energy Efficiency 2023*. Paris: IEA Publications.

- [22] International Journal of Scientific Research in Science and Technology. (2022). Design and thermal analysis of shell and tube heat exchangers for industrial applications, 9(2), 45-52.
- [23] International Organization for Standardization. (2015). *ISO 9001:2015 Quality management systems - Requirements*.
- [24] International Renewable Energy Agency. (2023). Global Energy Transformation: A Roadmap to 2050. Abu Dhabi: IRENA.
- [25] ISO. (2015). ISO 9001:2015 Quality management systems — Requirements. International Organization for Standardization.
- [26] Jouhara, H., Khordehgah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A., & Tassou, S. A. (2018). Waste heat recovery technologies and applications. *Thermal Science and Engineering Progress*, 6, 268-289.
- [27] Kakac, S., & Liu, H. (2020). *Heat exchangers: Selection, rating, and thermal design* (4th ed.). CRC Press.
- [28] Kakac, S., Liu, H., & Pramuanjaroenkij, A. (2022). Shell-and-tube heat exchangers: Practical design, operation and maintenance issues. *Applied Thermal Engineering*, 201, 117771. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.117771>
- [29] Kelvion. (2023). Product brochure GX-series plate heat exchangers. Kelvion Holding GmbH.
- [30] Kemp, I. C. (2007). *Pinch Analysis and Process Integration: A User Guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann.

- [31] Lawrence, A., Thollander, P., Andrei, M., & Karlsson, M. (2019). Specific energy consumption/use (SEC) in energy management for improving energy efficiency in industry: Meaning, usage and differences. *Energies*, 12(2), 247.
- [32] Ministerio de Agricultura y Ganadería del Ecuador. (2022). *Boletín Situacional Caña de Azúcar*. Quito: MAG, Coordinación General del Sistema de Información Nacional.
- [33] Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables. (2023). Plan Maestro de Electricidad 2021-2031. Quito: MERNNR.
- [34] Ministerio del Ambiente, Agua y Transición Ecológica del Ecuador. (2023).
Contribución Determinada a Nivel Nacional (NDC) - Actualización 2023.
- [35] Müller-Steinhagen, H., Malayeri, M. R., & Watkinson, A. P. (2011). Fouling of heat exchangers—New approaches to solve an old problem. *Heat Transfer Engineering*, 32(3-4), 189-196. <https://doi.org/10.1080/01457632.2010.495727>
- [36] Murugesan, P., & Balasubramani, N. (2012). Heat transfer characteristics of corrugated plate heat exchanger using experimental analysis. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2(4), 192–197.
- [37] Perry, R. H., & Green, D. W. (2019). *Perry's chemical engineers' handbook* (9th ed.). McGraw-Hill Education.
- [38] Petroecuador. (2024). Archivo histórico de precios de combustibles. Empresa Pública de Hidrocarburos del Ecuador.
- [39] Sachs et al. (2021). "Sustainable Development Report 2021: The Decade of Action for the Sustainable Development Goals"
- [40] Sanitary Exchangers. (2024). Demineralized water heat exchangers.
<https://www.sanitaryexchangers.com/DemineralizedWaterHeatExchangers.html>

- [41] Shah, R. K., & Sekulic, D. P. (2022). *Fundamentals of heat exchanger design* (2nd ed.). Wiley. <https://doi.org/10.1002/9781119883207>
- [42] Smith, R. (2016). *Chemical Process Design and Integration* (2nd ed.). John Wiley & Sons.
- [43] Spirax Sarco. (2020). *Steam engineering principles and heat transfer*. Technical Publication.
- [44] SWEP. (2023). Technical data sheet B8T brazed plate heat exchanger. SWEP International AB.
- [45] Turton, R., Shaeiwitz, J. A., Bhattacharyya, D., & Whiting, W. B. (2018). *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes* (5th ed.). Prentice Hall.
- [46] UNIDO (2019). "Industrial Development Report 2020: Industrializing in the digital age"
- [47] UNIDO. (2022). *Industrial Development Report 2022: The Future of Industrialization in a Post-Pandemic World*. United Nations Industrial Development Organization.
- [48] United Nations. (2023). The 17 sustainable development goals. <https://sdgs.un.org/goals>
- [49] United States Environmental Protection Agency. (2023). Greenhouse gas equivalencies calculator. <https://www.epa.gov/energy/greenhouse-gas-equivalencies-calculator>
- [50] University of Manchester. (2018). *Advanced materials for heat exchangers in corrosive environments*. Department of Chemical Engineering.
- [51] World Health Organization. (2023). WHO global air quality guidelines: Particulate matter (PM_{2.5} and PM₁₀), ozone, nitrogen dioxide, sulfur dioxide and carbon monoxide. <https://www.who.int/publications/i/item/9789240034228>