

Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Ciencias Naturales y Matemáticas

Título del trabajo

Diseño conceptual de un sistema de precalentamiento de agua blanda de
alimentación para caldera pirotubular

INGE-2883

Proyecto Integrador

Previo la obtención del Título de:

Ingeniero en Ingeniería Química

Presentado por:

Steven Gerardo Moyano Zambrano

Mauricio Darío Tenempaguay Palate

Guayaquil - Ecuador

Año: 2025

Dedicatoria

A Dios por encima de todas las cosas, por todo su amor y misericordia que podemos seguir adelante, a mi madre Leonor Zambrano, hermanos, mis abuelos y mis tíos que me motivaron en cada etapa de mi educación, a mi amada novia Kenia Loor por sus oraciones constante hacia mi persona, lo cual ha sido mi sustento en este proceso. Que la gracia del Señor Jesucristo sea con todos. Amén.

Steven Moyano

Dedicatoria

A Dios, a mi patria, a mi familia.

A mis hermanos, Andrés y Antonio, por haber servido como rivales y apoyo en mis 23 años de existencia.

A mis padres, Willian y Nelly, por haber perdonado más de alguna rabieta y haberme dado la razón en un par de ocasiones.

A mis amigos del colegio y universidad que permanecieron leales aun cuando no tenían la necesidad de hacerlo.

A todas las personas que alguna vez aparecieron en mi vida, dejaron sueños, experiencias, frustraciones y esperanzas en alguien que las cargó junto a las suyas. Les deseo lo mejor para sus vidas.

A mí, personalmente, por no haber bajado los brazos en los momentos más críticos de mi vida en 2020; por tener razones de vivir, aprender y mejorar todos los días.

Y a lo que fue mi inspiración durante los últimos 5 años: la magia del 10 y la magia de Hololive.

Mauricio Tenempaguay

Agradecimientos

Queremos expresar un profundo agradecimiento a todos los profesores que formaron parte de una formación académica. A nuestro tutor, PhD Carlos Bucaram por su inigualable orientación y atención en el desarrollo de este proyecto, sobre todo por la confianza que logramos formar.

Un agradecimiento especial al Ing. Camilo Ramírez por su paciencia y recomendaciones para el desarrollo de este trabajo.

Finalmente, estamos profundamente agradecidos con Dios, nuestros padres, amigos, familiares y con cada una de aquellas personas que en el camino supieron darnos ánimos y motivación durante toda esta etapa llamada Universidad, gracias por cada uno de sus consejos, su apoyo y guía, a cada uno de los docentes de la institución que formaron una pieza crucial para lograr con éxito la culminación de esta etapa. Que Dios los continúe bendiciendo.

Declaración Expresa

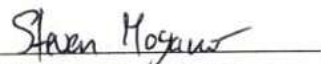
Nosotros, Steven Gerardo Moyano Zambrano y Mauricio Darío Tenempaguay Palate, acordamos y reconocemos que:

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 a 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, 27 de mayo del 2025.



Steven Gerardo Moyano

Zambrano



Mauricio Darío

Tenempaguay Palate

Evaluadores

MSc. María Verónica Ordoñez Pazmiño

Profesor de Materia

PhD. Carlos Javier Bucaram Carbo

Tutor de proyecto

Resumen

La creciente demanda energética de los sectores industrializados de cada país conlleva a buscar medidas que economicen la generación de energía en plantas químicas a través del aprovechamiento de las fuentes residuales como los gases de combustión. El presente proyecto se basó en una caldera pirotubular de alimentación intermitente del Laboratorio de Operaciones Unitarias de la ESPOL. La necesidad de incrementar la temperatura del agua de ingreso a la caldera derivó en la idea de diseñar conceptualmente un economizador con forma de banco de tuberías que recupere la energía residente en los humos resultantes de la combustión de Diésel 2.

El diseño final del economizador resultó en 28 tubos distribuidos en 7 filas y 4 columnas dentro de una coraza con un largo de 50 cm, ancho de 21.1 cm y altura de 40 cm, que permitirá incrementar la temperatura del agua desde 27°C a 50°C, reduciendo hasta 80°C la temperatura del flujo de gases que inicialmente escapan a 305°C. Se validó el diseño usando el software Aspen HYSYS® obteniendo un ahorro máximo de diésel de 0.18 gal/h, reducción del flujo de gases hasta en un 8%, y un periodo de retorno de inversión de 5 años y 7 meses.

Palabras Clave: Economizador, Aspen HYSY, transferencia de calor, combustible, caldera pirotubular.

Abstract

The growing energy demand of the industrialized sectors in each country leads to the search for measures to make energy generation more efficient in chemical plants by taking advantage of residual sources such as flue gases. This project was based on a fire-tube boiler with intermittent feed from the Unit Operations Laboratory at ESPOL. The need to increase the temperature of the water entering the boiler led to the conceptual design of an economizer, shaped as a bank of pipes, to recover the energy remaining in the fumes resulting from the combustion of Diesel 2.

The final design of the economizer consisted of 28 tubes arranged in 7 rows and 4 columns inside a shell measuring 50 cm in length, 21.1 cm in width, and 40 cm in height. This setup allows the incoming water temperature to be increased from 27°C to 50°C, while reducing the gas flow temperature to 80°C from the initial 305°C. The design was validated using Aspen HYSYS® software, achieving a maximum diesel savings of 0.18 gal/h, a reduction in gas flow of up to 8%, and a payback period of 5 years and 7 months.

KEYWORDS: *Economizer, Aspen HYSYS, heat transfer, fuel, fire-tube boiler.*

Índice general

Capítulo 1	17
1. <i>Introducción</i>	17
1.1. Descripción del Problema	18
1.2. Justificación del Problema	18
1.3. <i>Objetivos</i>	19
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	19
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	19
1.4. Marco teórico	20
1.4.1. <i>Calor</i>	20
1.4.2. <i>Principios de transferencia de calor</i>	20
1.4.3. <i>Vapor de proceso</i>	20
1.4.4. <i>Calderas</i>	21
1.4.4.1. <i>Tipos de Caldera</i>	21
1.4.4.2. <i>Agua de alimentación en calderas</i>	22
1.4.4.3. <i>Calentamiento del agua de alimentación</i>	22
1.4.5. <i>Eficiencia energética de sistemas de vapor</i>	22
1.4.6. <i>Eficiencia energética en calderas</i>	23
1.4.7. <i>Sistema de recuperación de calor</i>	24
1.4.8. <i>Economizadores</i>	25
Capítulo 2	27
2. <i>Metodología</i>	27
2.1. Descripción del proceso	28
2.2. Descripción de caldera	31
2.2.1. <i>Eficiencia de caldera</i>	31
2.2.2. <i>Estimación de gases de combustión</i>	32

2.2.3. <i>Temperatura de gases de combustión</i>	34
2.2.4. <i>Propiedades de gases de combustión</i>	34
2.3. <i>Planteamientos de diseño</i>	36
2.4. <i>Selección de diseño</i>	37
2.4.1. <i>Matriz de decisión</i>	37
2.4.2. <i>Selección del tipo de intercambiador de calor</i>	38
2.5. <i>Materiales de economizador</i>	38
2.6. <i>Diseño de forma y ubicación de economizador</i>	40
2.7. <i>Método de diseño de intercambiador de calor</i>	41
2.7.1. <i>Tubos</i>	41
2.7.2. <i>Coraza</i>	42
2.8. <i>Datos iniciales</i>	42
2.9. <i>Dimensionamiento del economizador</i>	43
2.9.1. <i>Temperatura objetivo del agua</i>	43
2.9.2. <i>Calor transferido</i>	44
2.9.3. <i>Ecuación general de transferencia de calor</i>	46
2.9.4. <i>Coeficientes de convección</i>	50
2.9.5. <i>Dimensionamiento</i>	53
2.10. <i>Simulación</i>	56
2.10.1. <i>Aspen HYSYS®</i>	56
2.10.2. <i>Selección de componentes</i>	56
2.10.3. <i>Paquete termodinámico</i>	57
2.10.4. <i>Modelo de Sistema de Economizador</i>	57
2.10.5. <i>Simulación de caldera</i>	58
2.10.6. <i>Simulación de caldera con economizador</i>	60
2.10.7. <i>Comprobación de consumo de combustible</i>	60

2.11. Análisis económico	61
Capítulo 3	62
3. <i>Resultados y análisis</i>	62
3.1. Diseño teórico final de economizador	62
3.1.1. <i>Dimensionamiento teórico</i>	63
3.1.2. <i>Parámetros de diseño de economizador</i>	65
3.2. Resultados de simulación.....	65
3.3. Proyección de ahorro por cada uso promedio de caldera.....	68
3.3.1. <i>Funcionamiento general de caldera</i>	68
3.3.2. <i>Criterios de interpretación del funcionamiento no continuo de la caldera</i>	70
3.3.3. <i>Resultados de estimación de ahorro de combustible y costos asociados</i>	71
3.4. Propuesta de P&ID para sistema automatizado de economizador.....	76
3.5. Diseño de modelo 3D y layout isométrico	78
3.6. Resultados de análisis económico.....	81
Capítulo 4	87
4. <i>Conclusiones y recomendaciones</i>	87
4.1. Conclusiones	87
4.2. Recomendaciones.....	88
Referencias.....	90

Abreviaturas

ASTM	American Society for Testing and Materials
ASME	American Society of Mechanical Engineers
BGW	Birmingham Wire Gauge
BHP	Boiler Horsepower
ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
GLP	Gas Licuado de Petróleo
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference
LOPU	Laboratorio de Operaciones Unitarias
OPEX	Operational expenditure
PFD	Process Flow Diagram
P&ID	Piping and Instrumentation Diagram
ROI	Retorno de la inversión
TLV	Steam Specialist Company

Simbología

ρ	Densidad
Δ	Delta
μ	Viscosidad dinámica
ν	Viscosidad cinemática
$^{\circ}\text{C}$	Grado Celsius
cm	Centímetro
$\text{C}_{12}\text{H}_{24}$	Dodecano
CO_2	Dióxido de carbono
cp	Capacidad calorífica
D	Diámetro
D_H	Diámetro hidráulico
f	Factor de fricción
g	Gravedad
gal	Galón
h	Hora
HP	Caballo de fuerza
H_2O	Agua
in	Pulgada
K	Grado Kelvin
K	Coefficiente de accesorio
kg	Kilogramo
kJ	Kilo Joule
L	Litro
m	Metro
min	Minuto
mm	Milímetro
Nu	Número de Nusselt
N_2	Nitrógeno
O_2	Oxígeno
PM	Peso molecular
Pr	Número de Prandtl

Re	Número de Reynolds
s	Segundo
SL	Distancia entre centros horizontal
ST	Distancia entre centros vertical
T	Temperatura
W	Watt
X	Factor de fricción en coraza

Índice de figuras

Figura 1. Eficiencia de un caldero con la reducción de temperatura de gase.....	24
Figura 2. Metodología de proceso	28
Figura 3. PFD del sistema propuesto	30
Figura 4. Arreglo rectangular y escalonado de tubos para intercambiadores de calor	41
Figura 5. Factor de fricción para cálculo de pérdida de presión en banco de tuberías	55
Figura 6. Datos de entrada del economizador diseñado.....	58
Figura 7. Entorno de simulación para caldera en Aspen HYSYS	59
Figura 8. Datos de entrada para bloque Boiler	59
Figura 9. Diagrama de flujo de sistema de economizador	60
Figura 10. Diagrama P&ID del sistema	76
Figura 11. Sistema de tuberías y economizador modelado en Plant 3D.....	79
Figura 12. Vista lateral adicional del modelo 3D	79
Figura 13. Vista de nuevos elementos añadidos a la caldera pirotubular	80
Figura 14. Layout base de sistema de precalentamiento con economizador ²	80

Índice de gráficos

Gráfico 1. Comportamiento promedio del quemador versus tiempo	68
Gráfico 2. Comportamiento de temperatura de gases versus tiempo	69
Gráfico 3. Consumo y ahorro de combustible en kg/h	72
Gráfico 4. Consumo y ahorro de combustible en gal/h.....	73
Gráfico 5. Ahorro de combustible basado en diferentes tasas de alimentación de agua y temperatura	74
Gráfico 6. Flujo de gases residuales de combustible con enfoque flujos y temperaturas diferentes de flujo de alimentación.....	75
Gráfico 7. Retorno de inversión versus tiempo	84
Gráfico 8. Retorno de inversión para el caso hipotético	86

Índice de tabla

Tabla 1. Tipos de intercambiadores de calor.....	25
Tabla 2. Identificativo del sistema propuesto.....	30

Tabla 3. Variables calculadas para estimar eficiencia de sistema de generación de vapor (caldera)	32
Tabla 4. Pesos moleculares en combustión del dodecano	33
Tabla 5. Matriz de decisión del intercambiador de calor	38
Tabla 6. Propiedades y valores típicos del ASTM A 516 GRADO 70	39
Tabla 7. Propiedades y valores típicos del Aluminio 6061-T6	39
Tabla 8. Propiedades y valores típicos del ASTM A214	40
Tabla 9. Datos iniciales de caldera y chimenea para el diseño del economizador	42
Tabla 10. Consumo de combustible y eficiencia del caldero para el diseño del economizador	42
Tabla 11. Temperatura final del flujo de agua respecto a la reducción de temperatura de gases	44
Tabla 12. Correcciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos para $N_L < 16$ y $0.7 < Pr < 500$	51
Tabla 13. Factor de corrección F que debe usarse en N_{uD} , $N_L < 16 = F N_{uD}$ para $N_L < 16$ y $Re_D > 1000$	51
Tabla 14. Datos de entrada para simulador ¹	56
Tabla 15. Dimensionamiento final de economizador	63
Tabla 16. Características del banco de tuberías	63
Tabla 17. Variables analíticas de diseño	64
Tabla 18. Variables termodinámicas resultantes	64
Tabla 19. Resultados de caída de presión	65
Tabla 20. Temperaturas de diseño para economizador	65
Tabla 21. Resultados del simulador para las corrientes	66
Tabla 22. Resultados de variables termodinámicas del simulador	67
Tabla 23. Error porcentual de variables termodinámicas	67
Tabla 24. Principales variables acerca del funcionamiento de caldera en segunda etapa	70
Tabla 25. Simbología e instrumentación del P&ID	77
Tabla 26. Desglose de costos asociados al mantenimiento de economizador	82
Tabla 27. Ahorro monetario por año	83
Tabla 28. Flujo de caja del sistema actual	84
Tabla 29. Flujo de caja del sistema hipotético	85

Capítulo 1

1. Introducción

La naturaleza de los procesos industriales implica el uso de vapor de baja y alta presión que, generalmente, se obtiene tras la quema de combustibles y/o biomasa en calderas de tamaños acorde a la potencia requerida. El vapor de agua representa una utilidad que aporta energéticamente bajo funciones de transporte calorífico a unidades dentro de una planta química como intercambiadores de calor, evaporadores, secadores, entre otros. Desde luego, la operabilidad de una planta se mantiene bajo una búsqueda constante de incrementar la eficiencia de cada proceso, que se traduce en el mejoramiento de las formas de aprovechar el ingreso energético a la planta (Jiménez Borges et al, 2016).

Por lo general, el área de calderos debe estar constantemente siendo suministrado por combustibles fósiles de los cuales se aprovecha el poder calorífico en beneficio del funcionamiento de procesos basados en el transporte de calor. En Ecuador, los combustibles de mayor margen de uso son el diésel, bunker y GLP; derivados del petróleo que constituyen una vasta fuente energética y, sustancialmente, implica la emisión de gases contaminantes como el dióxido de carbono (CO_2) y monóxido de carbono (CO), que resultan nocivos para el medio ambiente y la población circundante (Puig et al, 2018).

Dado que existe la preocupación por reducir la tasa de emisión de gases de combustión a la atmósfera, la instalación de recuperadores de calor constituye un agregado de valor que permite a las plantas de procesos incrementar su eficiencia energética y minimizar el consumo de combustibles fósiles simultáneamente. La línea de tecnología de economizadores en el mercado tiene la funcionalidad de intercambiadores de calor, empleando los gases de escape para

precalentar el agua blanda de ingreso a los calderos. El incremento en la energía térmica del agua se asocia con la reducción del consumo de combustible al quemador y, en consecuencia, con una reducción en la tasa de gases de combustión.

1.1. Descripción del Problema

La carrera de Ingeniería Química de la Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL) cuenta con un área de prácticas experimentales a escala meso de algunos procesos químicos de importancia en la industria ecuatoriana. El Laboratorio de Operaciones Unitarias (LOPU) suministra el vapor de agua necesario para los procesos a través de la red de tuberías conectadas a la caldera. Pruebas recientes con el equipo revelan una eficiencia que varía, acorde al proceso empleado, entre 77% y 83%, lo que implica una pérdida promedio del 20% del calor suministrado. En el mismo sentido, el rango de consumo de diésel varía entre 6.35 y 7.56 kilogramos por hora. Por lo tanto, la problemática del aprovechamiento energético dentro de la instalación debe ser abordada de manera efectiva a través del diseño de un economizador que pueda ser incorporado a la chimenea del equipo. La investigación permitirá implementar esta mejora sustancial al proceso que conducirá a beneficios en cuestiones de eficiencia energética, costos operativos, e impacto ambiental que están directamente relacionados con la quema adicional de combustible.

1.2. Justificación del Problema

La caldera pirotubular del LOPU ofrece 15 BHP de vapor de baja presión (80 psig) a combustible, la cual representa la principal fuente de calor para las operaciones realizadas en los diferentes procesos y equipos del laboratorio. La caldera opera utilizando diésel como combustible para la generación de vapor de proceso, lo que implica un alto consumo energético y, en consecuencia, un costo operativo significativo a lo largo del tiempo.

En la actualidad, el constante incremento e incertidumbre en el precio de los combustibles, las estrictas regulaciones ambientales y la crisis económica interna exigen la adopción de políticas y acciones inmediatas para optimizar los procesos industriales. Esto no solo permite un uso más eficiente de la energía, sino que también contribuye a una reducción significativa en los costos de producción, fortaleciendo así la competitividad en el mercado. De este modo, se analiza el diseño de un sistema de precalentamiento de agua de alimentación de caldera que permita reducir los valores operativos de la compra de este insumo.

1.3. Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Diseñar conceptualmente un economizador mediante el uso de ecuaciones de diseño y la aplicación de un software de simulación para el incremento de la eficiencia energética en la generación de vapor de proceso de una caldera pirotubular, garantizando la disminución de los costos asociados al consumo de combustible.

1.3.2 Objetivos específicos

- Calcular el área de transferencia de calor del economizador mediante información recopilada de pruebas experimentales y ecuaciones de diseño.
- Ilustrar el equipo y sus redes de tuberías con sus dimensiones correctas mediante un software de diagramas isométricos.
- Evaluar la viabilidad del sistema de economizador a través de un análisis costo-beneficio que involucre el tiempo de retorno de inversión.

1.4. Marco teórico

1.4.1. Calor

El calor es la forma de energía que se transfiere entre dos cuerpos o sistemas debido a un gradiente de temperatura, siempre desde el de mayor temperatura hacia el de menor. Cuando un sistema termodinámico experimenta un cambio en su energía interna como consecuencia de esta diferencia térmica con su entorno, se considera que ha habido una transferencia de calor (Riveiro, 2014).

1.4.2. Principios de transferencia de calor

En física, la transferencia de calor es el proceso que permite intercambiar energía térmica entre distintos cuerpos. Esta transferencia puede producirse en tres maneras: conducción, convección o radiación. La transferencia de energía por conducción se da cuando las partículas del medio chocan entre sí, cediendo parte de su energía cinética a las partículas adyacentes. Este fenómeno ocurre sin movimiento neto de materia. En el caso de la convección, característica de los fluidos, la energía se transporta mediante el desplazamiento de masas del propio fluido, generado por diferencias de densidad que resultan de variaciones de temperatura entre distintas zonas. Finalmente, la radiación se distingue por el transporte de energía mediante ondas electromagnéticas, capaces de propagarse incluso a través del vacío a la velocidad de la luz (Barrera et al., 2021).

1.4.3. Vapor de proceso

El vapor es un vector energético industrial clave, con múltiples aplicaciones en procesos como el transporte de calor, el funcionamiento de dispositivos energéticos, operaciones químicas, propulsión de molinos y tratamiento de residuos. Su relevancia en plantas industriales es

incuestionable, especialmente en lo que respecta al uso de energía, los costos operativos, las emisiones de dióxido de carbono y la evaluación del ciclo de vida del sistema (Martínez-García et al., 2025).

1.4.4. Calderas

Las calderas son máquinas térmicas que convierten el agua en vapor, las cuales poseen diferentes aplicaciones, como para la generación de energía o en algún proceso industrial. El diseño de estos equipos se realiza dependiendo del flujo de vapor necesario y las condiciones de operación (Guiot et al., 2018).

Según Abarca (2006), las calderas funcionan mediante la transferencia de calor generada durante la combustión de un combustible. Esta energía térmica es transferida al agua de alimentación que está contenida o circula dentro de la caldera.

1.4.4.1. Tipos de Caldera

Los tipos de caldera generalmente están clasificados en acuotubulares y pirotubulares. En las calderas pirotubulares los gases de combustión circulan por medio de tubos los cuales están rodeados por agua. En la industria muchas de las calderas pequeñas y medianas son de este tipo. Los gases de escape se enfrían a medida que circulan por los tubos, logrando transferir gran parte de su calor al agua. La transferencia de calor es función de la conductividad del tubo, de la diferencia de temperatura entre el agua y los gases (Ancota y Reneé, 2019). Por otro lado, las calderas acuotubulares tienen un diseño inverso en la que el agua de alimentación fluye a través de los tubos que están rodeados externamente por los gases de escape.

1.4.4.2. Agua de alimentación en calderas

El tratamiento externo del agua de alimentación se realiza fuera del sistema del caldero y busca reducir o eliminar aquellas impurezas cuya concentración excede los límites de tolerancia. Este proceso incluye métodos como el ablandamiento, la desaireación, la evaporación o el uso de membranas, según lo que requiera el sistema. En cambio, el tratamiento interno se realiza dentro de la caldera y sus líneas de alimentación, donde las impurezas son controladas o modificadas mediante reacciones químicas. Estos tratamientos ayudan al mantenimiento de la caldera como a la producción de vapor de una forma eficiente (Anti-incrustantes, 2019).

1.4.4.3. Calentamiento del agua de alimentación

La temperatura del agua de alimentación juega un papel fundamental en el rendimiento de una caldera, esto influye directamente en la cantidad de energía requerida tanto para aumentar la temperatura del agua como para cambiar de fase a vapor. A mayor temperatura de entrada del agua, menor demanda energética del sistema, lo que favorece la eficiencia. Como orientación general, un incremento de 5 °C en la temperatura del agua de alimentación puede generar aproximadamente un 1 % de mejora en la eficiencia térmica de la caldera (Huallpachoque, 2017).

1.4.5. Eficiencia energética de sistemas de vapor

La cantidad de trabajo útil que generan los sistemas de vapor dentro de una planta depende del aprovechamiento energético en la extensión del circuito que une el vapor de proceso generado por una caldera con los procesos que requieren del mismo. De esta forma, la energía transformada por el proceso tiene un particular diferencial respecto a la energía del combustible alimentado al caldero, esto quiere decir, que la energía útil tiende a ser menor. La medición de

cuán correcto es aprovechada la energía de alimentación a través de los combustible respecto a la resultante energía útil es lo que define la eficiencia energética (Patro, 2016).

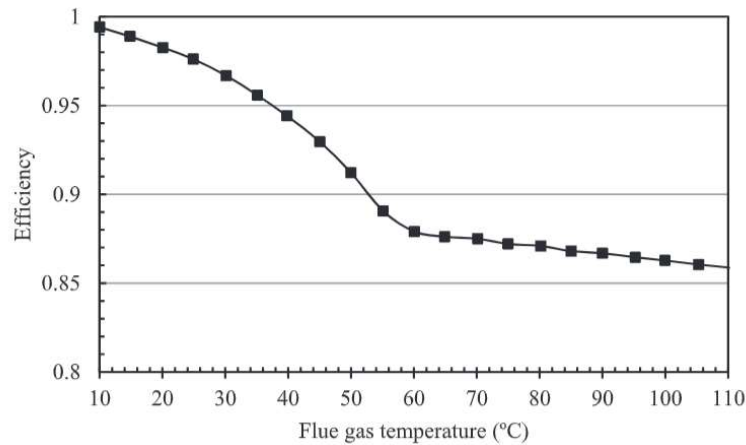
Los factores que impiden el funcionamiento eficiente de un sistema de vapor engloban las pérdidas de energía, principalmente atribuidas a la caldera y a las líneas de distribución. Pérdidas relativas a este último se manifiestan cuando el tiempo de inactividad de la caldera se extiende lo suficiente para que existan fugas no controladas de vapor, que pueden reducirse al mejorar el aislamiento de la estructura; y cuando el calor aun contenido por el condensado no es aprovechado en mecanismos de recuperación energética (Barma et al., 2017).

1.4.6. Eficiencia energética en calderas

El funcionamiento eficiente de una caldera depende de la proporción de energía química, contenida en el combustible quemado, que se transfiere al proceso. Dentro de una caldera, el quemador se encarga de generar la chispa necesaria para que la reacción de combustión se lleve a cabo, en la que una mezcla de combustible y aire desprende la energía contenida en el gas natural o gasóleo alimentado (Nuraini et al., como se citó en Musleh, 2024). Dado que las principales fuentes de pérdidas de calor se localizan en esta sección, los intentos por incrementar la eficiencia del proceso contemplan la recuperación del calor de fuentes de energía residuales como el condensado o los gases de escape. Los gases calientes de combustión guardan una relación directa con la eficiencia del sistema de vapor, lo que implica una mayor proporción de pérdidas a medida que la temperatura de los humos que son expulsados por la chimenea aumenta (Barma et al., 2017).

Figura 1

Eficiencia de un caldero con la reducción de temperatura de gases



(Barma et al, 2017)

1.4.7. Sistema de recuperación de calor

Las estrategias de recuperación de calor residual están orientadas a la captura y transferencia de la energía que se desperdicia en cualquier proceso para su reinserción al sistema como formas adicionales de calor o generación de trabajo mecánico. La optimización del proceso de recuperación dependerá de la correcta elección de las zonas en las que existan elevados potenciales de energía desperdiciados. Así, mientras mayor sea este rubro, mayor será la garantía de incremento de eficiencia partiendo de una gran calidad de calor residual.

Entre las tecnologías de recuperación de calor logran destacar los precalentadores de aire, regeneradores de hornos, regeneradores rotativos, quemadores regenerativos, diferentes tipos de intercambiadores de calor, y economizadores, que aprovechan de una gran fuente de energía residual como lo son los gases de combustión (Jouhara et al., 2018).

1.4.8. Economizadores

Los economizadores son un tipo especial de intercambiadores de calor que resuelven gran parte de los problemas de desperdicio de calor remanentes en gases calientes de escape. Estos equipos se diseñan con la necesidad de calentar líquidos que son transportados a través de ductos que hacen contacto con la sección por donde fluyen los gases de escape de algún proceso, comúnmente, los de una caldera. El fluido captura gran parte del calor y es recirculado al sistema en un método viable para maximizar la eficiencia de este. La utilidad de los economizadores para caldera consiste en el calentamiento del agua de alimentación, lo que permitiría alcanzar rápidamente el punto de ebullición del fluido a medida que el agua alimentada ingresa a mayores temperaturas (Tang et al., 2021). Estudios adicionales como los realizados por Maxxtec (2014), vinculan el aprovechamiento del calor de gases con el ahorro de combustible, lo que permite establecer una relación de un ahorro del 7% de combustible si la temperatura de gases decrece en 140 °C. De esta manera, la eficiencia general de la caldera está supeditada al uso de las pérdidas energética que permiten el ingreso del fluido lo suficientemente caliente para que el consumo de combustible empiece a aminorarse, lo que repercute ambiental y económicamente.

Las alternativas de diseño y configuraciones de intercambiadores de calor que ejercen el papel de un economizador varían acorde al alcance de los resultados. Se puede mencionar a los siguientes:

Tabla 1

Tipos de intercambiadores de calor.

Tipos de intercambiador de calor	Configuración y forma	Ventajas	Desventajas
--	-----------------------	----------	-------------

Intercambiador de calor de tubo y carcasa	Los fluidos de alta y baja temperatura son transportados en paralelo o cruzado a través de la carcasa y los tubos internos, respectivamente.	Muy buena transferencia de calor cuando la configuración de los flujos es cruzada.	Dificultad para mantenimiento debido al desmontaje de la estructura.
Intercambiador de calor de flujo cruzado	Con la forma de un banco de tuberías, los fluidos caliente y frío pueden o no mezclarse en sus secciones respectivas. El transporte ocurre de forma perpendicular para ambos fluidos.	Buena transferencia de calor sumado a una menor dificultad de mantenimiento.	Transferencia de calor limitada al paso perpendicular de los fluidos.
Intercambiador de calor de flujo cruzado con aletas	El banco de tuberías tiene aletas que favorecen la transferencia de calor. Por lo general el tramo del flujo frío no se mezcla, a diferencia del paso del caliente que es mezclado.	Transferencia de calor aumentada debido a un incremento el área de contacto.	Costo de construcción y mantenimiento aumenta.

(Cengel & Ghajar, 2011) y (Janna, 2015)

En este trabajo académico se plantea el diseño conceptual de un economizador de flujo cruzado sin aletas con forma de banco de tuberías que recepta los fluidos calientes (gas) y frío (agua de alimentación), mezclado y no mezclado respectivamente; lo que permitirá una secuencia de resultados como el aumento de la temperatura del agua de alimentación, incremento de eficiencia de la caldera, y la baja del consumo de combustibles y costos variables asociados.

Capítulo 2

2. Metodología

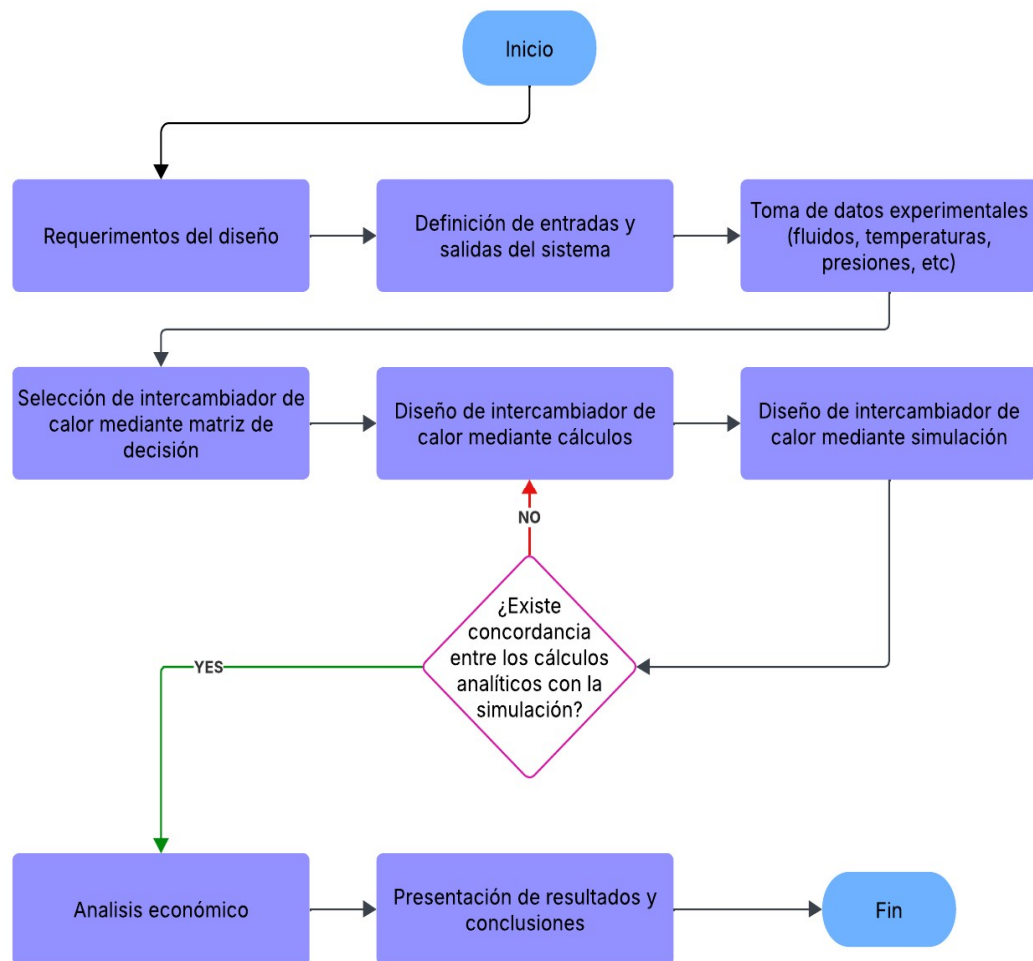
Durante esta etapa se llevó a cabo la metodología siguiendo el siguiente flujograma ilustrado en la Figura 2. Primero, se definieron los requerimientos del diseño, así como las entradas y salidas del sistema, seguido de la recolección de datos experimentales. Con esta información, se seleccionó el tipo de intercambiador de calor más adecuado para el sistema mediante la matriz de decisión.

Posteriormente, se realizó el diseño del economizador por métodos analíticos y se los validó con un simulador. Se compararon ambos resultados para verificar la concordancia de resultados obtenidos. En caso de inconsistencias, se ajustan los cálculos y las suposiciones hasta lograr una coincidencia aceptable (menor al 5% del porcentaje de error).

Finalmente, se efectuó un análisis económico de todo el sistema y se presentaron los resultados y conclusiones del diseño propuesto.

Figura 2

Metodología del proceso



2.1. Descripción del proceso

El sistema térmico propuesto, representado en la Figura 3, se estructuró para aprovechar eficientemente el calor de combustión del diésel, mediante el uso de un economizador acoplado a la caldera pirotubular.

El proceso se inició con el almacenamiento de diésel en el tanque T-101, desde donde fue impulsado mediante la bomba P-101 hacia la cámara de combustión de la caldera H-101. Dicha

caldera contó con un sistema de alimentación de aire que favoreció la combustión completa del combustible, generando así gases calientes a una temperatura promedio de 305 °C y a una tasa de flujo de 130.64 kg/h.

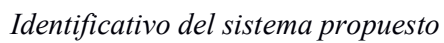
Paralelamente, desde una torre de enfriamiento se almacenaron aproximadamente 125 litros de agua fría (a temperatura ambiente) en el tanque T-102. Esta agua fue conducida hacia la caldera a un caudal promedio de 248 kg/h, cumpliendo su función como fluido de alimentación para la generación de vapor.

En el mismo tanque T-102 se plantea el sistema de recirculación que mediante la bomba P-103 desplaza el agua hacia el intercambiador de calor E-101, donde ingresa a una temperatura inicial de 27 °C. En este equipo, el flujo de alimentación recibe calor residual de los gases de escape, incrementando su temperatura antes de ser dirigida nuevamente al tanque T-102 alcanzando una mayor temperatura que la inicial.

Posteriormente, el agua precalentada en T-102 fue redirigida hacia la caldera a través de la bomba P-102, permitiendo su aprovechamiento como parte del ciclo de generación de vapor, manteniéndose un caudal de aproximadamente 223 kg/h.

Como resultado del intercambio térmico, los gases de combustión cedieron gran parte de su energía al flujo de agua de alimentación, y salieron del economizador a una temperatura reducida de aproximadamente 80 °C, lo que permitió mejorar la eficiencia térmica global del sistema al minimizar las pérdidas de calor por los gases de escape.

PFD del sistema propuesto



30

2.2. Descripción de caldera

2.2.1. Eficiencia de caldera

De acuerdo con TLV – A Steam Specialist Company (s.f.), se logró calcular la eficiencia de la caldera teniendo en cuenta la ecuación (2.1).

$$\eta = \frac{(m_{fw} - m_b) \times (h_w + 0,98\Delta H - h_{fw})}{m_{fl} \times H_f} \cdot 100\% \quad (2.1)$$

Siendo:

η : eficiencia de la caldera (%)

m_{fw} : flujo de agua de alimentación (kg/h)

m_b : tasa de purga de caldero (promedio) (kg/h)

h_w : entalpía específica del agua saturada (kJ/kg)

ΔH : calor latente de vaporización (kJ/kg)

m_{fl} : consumo de combustible (kg/h)

H_f : valor calorífico del combustible (valor bajo) (kJ/kg)

La eficiencia del proceso fue estimada a través del método directo que implica el cociente entre la energía neta transportada al fluido frío y el calor total suministrado por la quema del Diésel, es decir, una relación que no emplea flujos de calor desperdiciado. Para ello, se asumieron razones de alimentación y quema de Diésel acorde al tiempo promedio en que se vaporiza casi por completo la carga inicial del agua, es decir, evaluadas al momento en que se realiza la segunda carga. Por otro lado, la temperatura del estado de saturación fue establecida en 150°C, que indicó el medidor instalado en el distribuidor de vapor. La siguiente tabla resume cada variable para el cálculo de eficiencia global del sistema de producción de vapor antes de economizador:

Tabla 3*Variables calculadas para estimar eficiencia de sistema de generación de vapor (caldera)*

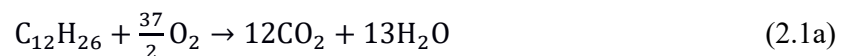
Flujo Alimentación [kg/h]	248
Flujo de Combustible [kg/h]	7.57
Entalpía específica de líquido saturado (a 150°C) [kJ/kg]	665.7
Calor latente de vaporización (a 150°C) [kJ/kg]	2089.26
Entalpía específica de alimentación (a 27°C) [kJ/kg]	113.7

2.2.2. Estimación de gases de combustión

Para determinar el flujo másico de los gases, se aplicaron los siguientes principios estequiométricos y balances de materia, tomando en cuenta el tipo de combustible y tipo de reacción.

La caldera opera con combustible Diésel 2, los combustibles fósiles son una mezcla compleja de hidrocarburos ramificados, pero para fines de cálculo se asume su forma más común es el $C_{12}H_{26}$ (dodecano).

También se consideró además que la combustión ocurre de forma completa, esto quiere decir que todo el carbono del combustible se transformaba en dióxido de carbono (CO_2) y todo el hidrógeno en vapor de agua (H_2O). A partir de estas condiciones, se planteó la ecuación de combustión estequiométrica del dodecano con oxígeno puro, resultando en la ecuación (2.1a).



No obstante, dado que el oxidante utilizado fue aire atmosférico, se tomó en cuenta para los cálculos su composición del 21% de oxígeno (O₂) y 79% de nitrógeno (N₂) en volumen.

Se realizaron los cálculos estequiométricos a partir de la ecuación química de combustión del dodecano, utilizando el flujo másico del combustible, el cual fue determinado experimentalmente en función del volumen de diésel consumido durante el tiempo en que el quemador permaneció encendido.

Cálculo del peso molecular de cada compuesto

Tabla 4

Pesos moleculares en combustión del dodecano

Peso molecular (PM)	(g/mol)
C₁₂H₂₆	170.328
CO₂	44.01
H₂O	18.016
N₂	28.01

Cálculo del flujo molar

$$n_{comb} = \frac{m_{comb}}{M_{comb}} \text{ (flujo molar del combustible)} \quad (2.2)$$

$$n_{CO_2} = 12n_{comb} \text{ (flujo molar del dióxido de carbono)} \quad (2.3)$$

$$n_{H_2O} = 13n_{comb} \text{ (flujo molar del agua)} \quad (2.4)$$

$$n_{N_2} = \frac{37}{2} n_{comb} \times \left(\frac{0,79}{0,21} \right) \text{ (flujo molar del nitrógeno)} \quad (2.5)$$

Cálculo de flujo másico de los productos (gases)

$$m_{CO_2} = n_{CO_2} \times PM_{CO_2} \text{ (flujo másico del dióxido de carbono)} \quad (2.6)$$

$$m_{H_2O} = n_{H_2O} \times PM_{H_2O} \text{ (flujo másico del agua)} \quad (2.7)$$

$$m_{N_2} = n_{N_2} \times PM_{N_2} \text{ (flujo másico del nitrógeno)} \quad (2.8)$$

Cálculo de los gases generados

$$m_{GasComb} = m_{CO_2} + m_{H_2O} + m_{N_2} \quad (2.9)$$

2.2.3. Temperatura de gases de combustión

Para determinar la temperatura de los gases de combustión de la caldera, se aplicó un enfoque experimental, estos datos fueron necesarios para los cálculos de diseño y simulación. Para llevar a cabo esta medición, se implementó una termocupla tipo K debido a su bajo costo y alta precisión, la cual permite medir temperaturas entre los -200°C y 1260°C. Este artefacto fue colocado directamente en la chimenea de la caldera para garantizar una medición constante del fluido caliente.

Con el fin de asegurar la precisión de las lecturas, se realizó previamente una curva de calibración de la termocupla, comparando sus registros contra un sensor patrón en condiciones de referencia. Esta calibración permitió corregir desviaciones sistemáticas y asegurar que los datos obtenidos reflejaran fielmente la temperatura real de operación.

Durante el monitoreo, se registraron varias lecturas cada 5 minutos bajo condiciones estables de combustión, y como resultado se obtuvieron valores de temperatura cercanos a los 305 °C. Este valor fue utilizado posteriormente como temperatura de entrada economizador y en la simulación del sistema térmico.

2.2.4. Propiedades de gases de combustión

Entre las propiedades utilizadas para los cálculos de diseño, fue necesario determinar la temperatura promedio de los gases, así como el flujo de alimentación de combustible a la caldera, los cuales fueron explicados previamente en los apartados 2.2.2 y 2.2.3, respectivamente. Además

de estas propiedades, el calor específico, la densidad, la viscosidad, número de Prandtl, entre otras propiedades constituyeron parámetros clave en el desarrollo del diseño.

Calor específico de gases de combustión

De acuerdo con Mojica-Cabeza et al. (2021), para estimar las pérdidas energéticas asociadas a los gases de escape, es necesario calcular su capacidad calorífica específica (C_p), la cual depende de los valores individuales de C_p de cada uno de los componentes que conforman la mezcla gaseosa, tal como se detalla en la sección 2.2.2. Estos valores, expresados en kJ/kmol·°C, presentan variaciones en función de la temperatura.

$$C_{p_{CO_2}} = -3.7357 - 4.1034 \left(\frac{T}{100} \right) + 30.529 \left(\frac{T}{100} \right)^{0.5} + 0.024 \left(\frac{T}{100} \right)^2 \quad (2.10)$$

$$C_{p_{H_2O}} = 143.05 - 183.54 \left(\frac{T}{100} \right)^{0.25} + 82.751 \left(\frac{T}{100} \right)^{0.5} - 3.6989 \left(\frac{T}{100} \right) \quad (2.11)$$

$$C_{p_{N_2}} = 39.060 - 512.79 \left(\frac{T}{100} \right)^{-1.5} + 1072.7 \left(\frac{T}{100} \right)^{-2} - 820.4 \left(\frac{T}{100} \right)^{-3} \quad (2.12)$$

Densidad promedio de los gases

La densidad de los gases de combustión se determinó mediante la ecuación ideal de los gases, la cual plantea una relación entre la presión, volumen, temperatura y la cantidad de moles del gas. La densidad queda expresada mediante la siguiente ecuación:

$$\rho = \frac{P \times PM}{R \times T} \quad (2.13)$$

Donde:

P: presión absoluta de los gases (Pa)

PM: peso molecular de los gases (kg/mol)

R: constante universal de los gases (J/mol*K)

T: temperatura promedio de los gases (K)

Viscosidad promedio de los gases

Se determinó la viscosidad dinámica de los gases de combustión a presión atmosférica y temperatura promedio de los gases después del paso por el economizador, se emplearon los valores tabulados de viscosidad individual de cada componente de los gases como H₂O, CO₂ y N₂ encontrados en la base técnica de Peace Software (Span, s.f.), la cual recopila propiedades físicas basadas en datos experimentales. A partir de estos datos recopilados y asumiendo un comportamiento ideal de los gases, se pudo calcular la viscosidad de la mezcla aplicando la siguiente ecuación:

$$\mu_{mezcla} = \sum_{i=0}^i x_i * \mu_i \quad (2.14)$$

Donde:

μ_{mezcla} : representa la viscosidad dinámica de la mezcla de gases (Pa·s).

x_i : fracción molar de cada componente de la mezcla.

μ_i : viscosidad de cada componente de la mezcla de gases (Pa·s).

Número Prandtl

El número de Prandtl (Pr) es número adimensional que relaciona la viscosidad de un fluido (μ) con su difusividad térmica $\left(\frac{c_p}{k}\right)$. Es una propiedad se calculó de la siguiente manera:

$$Pr = \frac{\mu c_p}{k} \quad (2.15)$$

2.3. Planteamientos de diseño

Para el análisis y dimensionamiento del sistema, se empleó el Método de la Diferencia de Temperatura Media Logarítmica (LMTD). Este enfoque fue utilizado específicamente para determinar las dimensiones óptimas del economizador. Durante este proceso de diseño, se tomaron en consideración todas las posibles pérdidas de energía inherentes al sistema. La elección del

método LMTD para el dimensionamiento se justifica por la naturaleza no lineal de los cambios de temperatura que ocurren en los intercambiadores de calor. La variación de temperatura a lo largo del equipo sigue una progresión que se asemeja a una función logarítmica, lo que hace que el LMTD sea una herramienta idónea para cuantificar la fuerza impulsora térmica necesaria para la transferencia de calor. Esta característica lo convierte en un método particularmente práctico y preciso para estos fines.

2.4. Selección de diseño

2.4.1. Matriz de decisión

Con el propósito de determinar el tipo de intercambiador de calor más adecuado para el sistema propuesto, se desarrolló una matriz de decisión basada en criterios técnicos, económicos y ambientales. Dentro de las alternativas analizadas se incluyeron el intercambiador de carcasa y tubos, el intercambiador de flujo cruzado, y el intercambiador de tubos cruzados con aletas. Cada una de estas opciones fue evaluada considerando aspectos clave como el costo de adquisición, facilidad de mantenimiento, eficiencia térmica, impacto ambiental y la seguridad operativa. A cada criterio se le asignó una ponderación equitativa del 20 %, con el fin de mantener una valoración equilibrada. Estos criterios fueron evaluados en una escala del 1 al 10, donde 1 representaba el desempeño menos favorable y 10 el más favorable. Esta escala permitió comparar cualitativamente el comportamiento de cada opción respecto a los criterios definidos. Los puntajes obtenidos fueron multiplicados por su respectiva ponderación, obteniendo así los valores ponderados que permitieron establecer un puntaje total por alternativa.

2.4.2. Selección del tipo de intercambiador de calor

Tabla 5

Matriz de decisión del intercambiador de calor

	Costo 20%	Mantenimiento 20%	Eficiencia 20%	Ambiente 20%	Seguridad 20%	Total
Intercambiador de carcasa y tubos	6	6	7	5	7	6.2
Intercambiador de flujo cruzado	8	8	8	9	9	8.4
Intercambiador de flujo cruzado con aletas	5	5	9	7	6	6.4

Una vez culminada la matriz de decisión basada en los criterios seleccionados en la sección, el intercambiador de flujo cruzado resultó ser la alternativa más adecuada, con una puntuación ponderada total de 8.40 de 10, este intercambiador se destaca por su eficiencia, menor impacto ambiental, fácil mantenimiento y buena seguridad operacional. Este resultado sustenta la elección como el equipo óptimo para el diseño del sistema térmico propuesto.

2.5. Materiales de economizador

Para el sistema planteado, que opera a altas temperaturas de 305°C y una presión atmosférica, es de vital importancia evaluar la resistencia y viabilidad de los materiales, por lo cual, para la elección de los materiales del economizador se utilizó la normativa ASME sección VIII División I y ASTM B221.

A continuación, se presentan los tipos de acero seleccionados para el economizador.

ASTM A516 Grado 70

Es una especificación estándar para placas de acero negro o acero al carbono destinadas a recipientes a presiones que operan en servicio a temperaturas moderadas y bajas. Es un acero de baja aleación, conocido por su excelente soldabilidad y buena tenacidad a bajas temperaturas.

Tabla 6

Propiedades y valores típicos del ASTM A516 Grado 70

ASM A516 Grado 70	
Densidad	7850 kg/m ³
Resistencia eléctrica	1.9×10^{-7} a $2.4 \times 10^{-7} \Omega \cdot m$
Punto de fusión	1425 - 1540 °C
Dureza	135 - 170 HB
Módulo de elasticidad	190 - 210 GPa (27.5 - 30×10^6 psi)
Resistencia a la tracción	485 - 620 MPa (70 - 90 ksi)
Coefficiente de Expansión Térmica	$12 - 13.5 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$
Conductividad térmica	45 - 55 W/m·K
Límite elástico	Mín. 260 MPa (Mín. 38 ksi)
Calor específico	450 - 500 J/kg·K

Aluminio 6061-T6

El aluminio 6061-T6 es aplicado en los intercambiadores de calor debido a su combinación de propiedades térmicas, mecánicas y de resistencia a la corrosión. Este metal es considerado para el sistema de tubería interna de economizador.

Tabla 7

Propiedades y valores típicos del Aluminio 6061-T6

Aluminio 6061-T6	
Densidad	2700 kg/m ³
Resistencia eléctrica	$2.82 \times 10^{-8} \Omega \cdot m$
Punto de fusión	660 °C
Dureza	95 HB
Módulo de elasticidad	69 GPa
Resistencia a la tracción	310 MPa

Coefficiente de Expansión Térmica	$23.6 \times 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
Conductividad térmica	167 W/m·K
Límite elástico	Mín. 276 MPa
Calor específico	897 J/kg·K

ASTM A214

El ASTM A214 es una especificación estándar para tubos de acero negro o acero al carbono soldados mediante resistencia eléctrica (ERW), también diseñados para intercambiadores de calor y condensadores.

Tabla 8

Propiedades y valores típicos del ASTM A214

ASTM A214	
Densidad	7850 kg/m ³
Resistencia eléctrica	1.9×10^{-7} a $2.4 \times 10^{-7} \text{ } \Omega \cdot \text{m}$
Punto de fusión	1425 - 1540 °C
Dureza	72 - 89 HRB
Módulo de elasticidad	190 - 210 GPa (27.5 - 30×10^6 psi)
Resistencia a la tracción	325 MPa (47 ksi)
Coefficiente de Expansión Térmica	$12 - 13.5 \times 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$
Conductividad térmica	45 - 55 W/m·K
Límite elástico	Mín. 180 MPa (Mín. 26 ksi)
Calor específico	450 - 500 J/kg·K

2.6. Diseño de forma y ubicación de economizador

Parte importante del diseño conceptual fue realizar un bosquejo isométrico en AutoCAD de un sistema caldera-economizador, el economizador fue ubicado sobre la chimenea para aprovechar el flujo de los gases de combustión. Este proceso se llevó a cabo iniciando en la caldera, donde se identificaron sus conexiones de entrada y salida tanto de agua, gases, alimentación de aire y combustible.

El economizador aprovecha el calor residual de los gases para precalentar el flujo de agua, por lo que se registraron la entrada de agua fría y la salida de agua caliente de alimentación a la caldera, además de sus dimensiones y el sistema de soporte. Durante todo el recorrido de sistema de tuberías se inspeccionaron componentes adicionales como válvulas de seguridad, manómetros y estructuras de soporte. Con toda la información recolectada a lo largo del recorrido, se procedió a realizar el modelado isométrico en AutoCAD Plant 3D a escalas realistas, representando cada parte del sistema propuesto, asegurando así un diseño técnico y funcional.

2.7. Método de diseño de intercambiador de calor

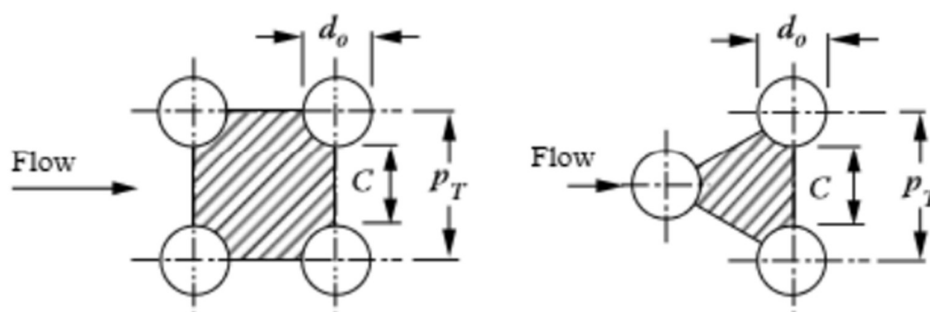
2.7.1. Tubos.

Para el sistema de tubería del economizador se consideró el sistema Birmingham Wire Gauge (BWG) para especificar el grosor y diámetro de las tuberías de cédula 10 de 3/4 de pulgada como se aprecia en los anexos.

La configuración para el banco de tuberías puede ser alineada o escalonada de acuerdo como se muestra en la Figura 4, siendo el arreglo de tuberías alineadas seleccionados para el proyecto.

Figura 4

Arreglo rectangular y escalonado de tubos para intercambiadores de calor



Fuente: (Martínez, 2015)

2.7.2. Coraza

Para el sistema propuesto la coraza tiene una forma rectangular de 0.75 metros de largo, 0.50 metros de ancho y 0.25 metros de altura. Con un diámetro hidráulico calculado de 0.60 metros por donde pasa el flujo de gas.

Estas mediciones no contemplan el aislamiento térmico, por lo que se recomendó utilizar como aislante fibra de vidrio con un espesor entre 100-150 mm debido a la temperatura de operación cercana a los 305°C, con este espesor aseguramos reducir las pérdidas por calor y aumentamos la seguridad de los operadores.

2.8. Datos iniciales

Tabla 9

Datos iniciales de caldera y chimenea para el diseño del economizador

	Flujo de agua de alimentación y vapor de proceso (kg/h)	Temperatura de agua de alimentación (°C)	Temperatura de salida del vapor de agua(°C)
Caldera	248	27	150
	Flujo de entrada y salida de gases de combustión (kg/h)	Temperatura de gases de combustión (°C)	
Chimenea	130.64	305	

Tabla 10

Consumo de combustible y eficiencia del caldero para el diseño del economizador

Consumo de combustible (kg/h)	Eficiencia del caldero (%)
8.20	83

2.9. Dimensionamiento del economizador

La metodología conceptual de diseño de intercambiadores de calor fue tomada de los libros “Design of Fluid Thermal Systems” de William Janna, y “Transferencia de Calor y Masa” de Yunus Cengel. Las ecuaciones pertinentes al diseño corresponden al método de la Temperatura Logarítmica Media (LMTD).

2.9.1. Temperatura objetivo del agua

El dimensionamiento del economizador está vinculado con la tasa de transferencia de calor que proporcionen los gases calientes de escape, lo que conllevó a evaluar las temperaturas resultantes del flujo de agua después del paso por el economizador, mediante el establecimiento de límites en la temperatura final de los gases. Para evitar la condensación de dichos gases, se evitó valores por debajo de 60°C; por lo tanto, considerando un margen, se estableció que la temperatura de los gases debería reducirse hasta 80°C después de su paso por el intercambiador. De este modo, con un flujo de agua de 1800 kg/h, se calculó la temperatura final, empleando las entalpías de los gases a determinadas temperaturas, y la transferencia de calor respectiva, acorde a las ecuaciones (2.16), (2.17) y (2.18).

$$h_{(i,gas) a Th2} = Cp_{(i,gas) a Th2} \cdot T_{h2} \quad (2.16)$$

$$Q = \dot{m}_h \cdot (h_{gas a Tmax} - h_{(i,gas) a Th2}) \quad (2.17)$$

$$T_{c2} = T_{c1} + \frac{Q}{\dot{m}_c \cdot Cp_c} \quad (2.18)$$

Donde:

Q : tasa de transferencia de calor desde gases a agua en economizador [kJ/h]

$h_{(i,gas) a Th2}$: entalpía específica del gas a una temperatura de salida i [kJ/kg]

$h_{gas a Tmax}$: entalpía específica del gas a la temperatura de salida de caldera [kJ/kg]

$Cp_{(i,gas) a Th2}$: capacidad calorífica del gas a una temperatura de salida i [kJ/kg-°C]

Cp_c : capacidad calorífica del agua [kJ/kg-°C]

$\dot{m}_h$: flujo de gases de combustión [kg/h]

$\dot{m}_c$: flujo de agua fría [kg/h]

T_{h2} : temperatura de salida de gases después de paso por economizador [°C]

T_{c1} : temperatura de entrada de flujo de agua al economizador [°C]

T_{c2} : temperatura de salida de flujo de agua del economizador [°C]

Esto permitió evaluar el alcance energético contenido en los gases residuales para con el incremento de la temperatura del flujo frío de agua, como se indica en la Tabla 11:

Tabla 11

Temperatura final del flujo de agua respecto a la reducción de temperatura de gases

T_{h2} (°C)	T_{h2} (K)	H_{gas} (kJ/kg)	Q (kJ/h)	T_{c2} (°C)
305	578.15	664.59		
255	528.15	598.20	8673.55	28.15
205	478.15	533.90	1707.38	29.27
155	428.15	471.91	2517.57	30.35
105	378.15	412.30	32960.33	31.38
80	353.15	383.27	36752.62	31.88

La temperatura de salida del flujo de agua es de 31.88°C. Este dato se empleará para el diseño conceptual.

2.9.2. Calor transferido

Definidas las temperaturas de entrada y salida de los flujos líquido y gaseoso, se calculó la tasa de transferencia de calor del fluido caliente al frío. El valor resultante puede ser calculado

como la pérdida o ganancia energética de los fluidos caliente y frío, respectivamente, y de acuerdo con las ecuaciones (2.19) y (2.20).

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot C p_h \cdot (T_{h1} - T_{h2}) \quad (2.19)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot C p_c \cdot (T_{c2} - T_{c1}) \quad (2.20)$$

Donde las variables se definen de la siguiente manera:

Q : Calor transferido en (kJ/s)

$\dot{m}_h$: Flujo másico del fluido caliente (kg/s)

$C p_h$: Capacidad calorífica promedio del fluido caliente (kJ/kg°C)

T_{h1} : Temperatura del fluido caliente a la entrada del economizador (°C)

T_{h2} : Temperatura del fluido caliente a la salida del economizador (°C)

$\dot{m}_c$: Flujo másico del fluido frío (kg/s)

$C p_c$: Capacidad calorífica promedio del fluido frío (kJ/kg°C)

T_{c1} : Temperatura del fluido frío a la entrada del economizador (°C)

T_{c2} : Temperatura del fluido frío a la salida del economizador (°C)

Adicionalmente se calcularon los factores S y R mediante las ecuaciones (2.21) y (2.22), lo que permitió hallar el factor de corrección F (2.23) (Janna, 2015), que se aplica a la temperatura media logarítmica para hallar un producto que se emplea en los cálculos de diseño.

$$S = \frac{T_{c2} - T_{c1}}{T_{h1} - T_{c1}} \quad (2.21)$$

$$R = \frac{\dot{m}_c \cdot C p_c}{\dot{m}_h \cdot C p_h} \quad (2.22)$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \ln \left[\frac{1-S}{1-RS} \right]}{(R-1) \ln \left[\frac{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})}{2-S(R+1+\sqrt{R^2+1})} \right]} \quad (2.23)$$

El factor de corrección (F) debe ser superior a 0.75 e inferior a 1 para que el intercambio de calor se considere lo suficientemente eficiente.

Por otro lado, se calculó la diferencia de temperatura media logarítmica (LMTD) mediante la ecuación (2.24).

$$LMTD = \frac{(T_{h1}-T_{c2})-(T_{h2}-T_{c1})}{\ln \left[\frac{T_{h1}-T_{c2}}{T_{h2}-T_{c1}} \right]} \quad (2.24)$$

Donde:

LMTD está expresado en °C

2.9.3. Ecuación general de transferencia de calor

Con los valores de LMTD y F definidos, se planteó la ecuación general de transferencia de calor a través de la ecuación (2.25):

$$\dot{Q} = U_0 A_0 F (LMTD) \quad (2.25)$$

Donde U_0 es el coeficiente global de transferencia de calor expresado en $W/m^2 \cdot ^\circ C$, mientras que A_0 es la superficie de transferencia de calor, expresado en m^2 , que contabiliza la superficie exterior de los tubos por los que internamente circula el flujo que se calentará y que permitió calcular el número total de tubos del intercambiador de calor. Por otro lado, el coeficiente global U_0 necesita de una correlación con los coeficientes de película del paso del flujo líquido y gaseoso, que está dada por la ecuación (2.26).

$$\frac{1}{U_0} = \frac{1}{h_t} + \frac{1}{h_o} \quad (2.26)$$

Donde:

h_t : Coeficiente de película del paso de agua por los tubos [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

h_o : Coeficiente de película del paso de gas por la coraza [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

El procedimiento de cálculo de estos coeficientes involucra a una serie de parámetros previos requeridos en la transferencia de calor del flujo de agua que se calienta, así como del flujo de gas que se enfría.

Cálculo de Áreas Transversales de Transferencia

Para calcular el área transversal de las tuberías del fluido frío se utilizó la ecuación (2.27).

$$A_{tubo} = \pi \cdot \frac{ID_t^2}{4} \quad (2.27)$$

Donde:

A_{tubo} : Área transversal interna de la tubería [m²]

ID_t : Diámetro interno de la tubería [m]

Por otro lado, el área transversal del paso del fluido caliente se ajusta a una superficie rectangular, debido a que los gases circulan externamente por el banco de tuberías. Así, por la ecuación (2.28).

$$A_{coraza} = L \cdot B \quad (2.28)$$

Donde:

A_{coraza} : Área transversal del paso de los gases [m²]

L : Longitud de la coraza [m]

B : Ancho de la coraza del paso de gases [m]

Cálculo de Velocidades

Posteriormente se requirió hallar la velocidad de los fluidos frío y caliente por cada paso. Para el caso del fluido frío se utilizaron las ecuaciones (2.29) y (2.30), inicialmente para calcular el flujo másico por cada número de filas de tubos asumidos (N), y luego para hallar la velocidad superficial del flujo de agua de alimentación por cada tubo.

$$\dot{m}'_c = \frac{\dot{m}_c}{N} \quad (2.29)$$

$$V_{tubo} = \frac{\dot{m}'_c}{\rho \cdot A_{tubo}} \quad (2.30)$$

Donde:

V_{tubo} : Velocidad del flujo de agua por los tubos [m/s]

ρ : Densidad del agua de alimentación [kg/m³]

$\dot{m}'_c$: flujo másico de agua unitario [kg/h]

N : número de filas de tubos inicialmente asumidos

Para el flujo de gases se requiere el cálculo de la velocidad por el paso rectangular de la coraza, para relacionarlo en la determinación de la velocidad máxima, que considera el arreglo de los tubos en el interior. De este modo, la velocidad se tiene con la ecuación (2.31).

$$V_{gas} = \frac{m_h}{\rho_{gas} \cdot A_{coraza}} \quad (2.31)$$

Donde:

V_{gas} : Velocidad del gas por el área transversal de la coraza [m/s]

ρ_{gas} : Densidad promedio de los gases de combustión [kg/m³]

Por otro lado, para hallar la velocidad máxima de gases se emplea la ecuación (2.32), la cual correspondiente a un arreglo rectangular de las tuberías, como se observa en la Figura 5.

$$V_{gasmax} = \frac{S_t}{(S_t - OD_t)} \cdot V_{gas} \quad (2.32)$$

Donde:

S_t : Distancia transversal entre centros de tubos [m]

OD_t : Diámetro externo de la tubería [m]

Cálculo de Número de Reynolds

Para llegar a determinar si el flujo es laminar o turbulento para los pasos del agua por tuberías y del gas por la coraza se toma en cuenta la siguiente clasificación que indica que, si la resultante supera el valor de 10000, el flujo puede considerarse turbulento, acorde a la ecuación (2.33).

$$Re_{tubo} = \frac{V_{tubo} \cdot ID_t}{\nu} \quad (2.33)$$

Donde:

Re_{tubo} : Reynolds del flujo de agua por tubería

V_{tubo} : Velocidad del flujo de agua [m/s]

ν : Viscosidad cinemática del agua a la temperatura promedio [m^2/s]

Para hallar el número de Reynolds del flujo gaseoso previamente se calculó el diámetro hidráulico asociado al área de transferencia transversal de la coraza, mediante la ecuación (2.34).

$$D_H = \frac{4A_{coraza}}{(2L+2B)} \quad (2.34)$$

Donde:

A_{coraza} : Área transversal de la coraza [m^2]

De este modo, el número de Reynolds queda definido por la ecuación (2.35).

$$Re_{gas} = \frac{V_{maxgas} \cdot DH}{\nu} \quad (2.35)$$

Donde:

Re_{gas} : Reynolds del flujo de gases calientes.

V_{maxgas} : Velocidad máxima del flujo de gases [m/s]

DH : Diámetro hidráulico [m]

ν : Viscosidad cinemática del gas de combustión a temperatura promedio [m^2/s]

2.9.4. Coeficientes de convección

Los números adimensionales de Reynolds y Prandlt se usaron en una correlación que permitió obtener otra variable adimensional conocida como número de Nusselt, de la que pueden calcularse los coeficientes de película para el paso del agua y gases. Se escogió la correlación adecuada para hallar el número de Nusselt debido a sus diferencias cuando se trata de fluidos laminares o turbulentos.

Para el agua de alimentación, el número de Nusselt adquiere el valor de una constante cuando se trata de un flujo laminar, como indica la ecuación (2.36).

$$Nu = 4.36 \text{ (flujos laminares)} \quad (2.36)$$

Por otro lado, si el flujo es turbulento, se emplea la Ecuación de Dittus-Boelter (1930) como se expresa en (2.37).

$$Nu = \frac{h_i D_t}{k_f} = 0.023 \cdot Re_{tubo}^{0.8} \cdot Pr^n \quad (2.37)$$

n : 0.4 si el fluido está siendo calentado, o 0.3 si el fluido está siendo enfriado.

Cumpliendo con los siguientes parámetros:

$$Re_{tubo} > 10000$$

$$0.7 < Pr < 160$$

$$L/D > 60$$

Donde:

Nu_{tubo} : Número de Nusselt para tubería

k_f : Conductividad térmica [W/m°C]

h_i : Coeficiente de película en la tubería [W/m²°C]

Pr : Número de Prandlt

Para calcular el número de Nusselt de gases se tuvo que escoger la correlación adecuada respecto al tipo de arreglo de los tubos y el número de Reynolds, como indica la Tabla 12.

Tabla 12

Correlaciones del número de Nusselt para flujo cruzado sobre bancos de tubos, para $N_L < 16$ y $0.7 < Pr < 500$

Configuración	Rango de Re_D	Correlación
Alineados	0-100	$Nu_D = 0.9 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	100-1 000	$Nu_D = 0.52 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.27 Re_D^{0.63} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.033 Re_D^{0.8} Pr^{0.4} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
Escalonados	0-500	$Nu_D = 1.04 Re_D^{0.4} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	500-1 000	$Nu_D = 0.71 Re_D^{0.5} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	1 000- 2×10^5	$Nu_D = 0.35 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.6} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$
	2×10^5 - 2×10^6	$Nu_D = 0.031 (S_T/S_L)^{0.2} Re_D^{0.8} Pr^{0.36} (Pr/Pr_s)^{0.25}$

*Todas las propiedades, excepto Pr_s , se deben evaluar a la media aritmética de las temperaturas de admisión y de salida del fluido (Pr_s se debe evaluar a T_s).

(Y. Cengel, y A. Ghajar, A., 2011)

Adicionalmente, se determinó un factor de corrección para el número de Nusselt calculado que dependió el número de filas N_L que se escogió para el diseño, como indica la Tabla 13.

Tabla 13

Factor de corrección F que debe usarse en Nu_D , $NL < 16 = F Nu_D$ para $NL < 16$ y $Re_D > 1 000$

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13
Alineados	0.70	0.80	0.86	0.90	0.93	0.96	0.98	0.99
Escalonados	0.64	0.76	0.84	0.89	0.93	0.96	0.98	0.99

(Y. Cengel, y A. Ghajar, A., 2011)

Para el caso de este proyecto se escogió la correlación que dicta la ecuación (2.38).

$$Nu_D = \frac{h_o ID_t}{k_f} = 0.27 \cdot Re_D^{0.63} \cdot Pr^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s}\right)^{0.25} \quad (2.38)$$

Cumpliendo con los siguientes parámetros:

$$1000 < Re_D < 200000$$

$$0.7 < Pr < 500$$

$$N < 16$$

Luego de hallar Nu_D , y con un factor de corrección F, se calculó el número de Nusselt corregido con la ecuación (2.39).

$$Nu_{D\text{corregido}} = Nu_D \cdot F \quad (2.39)$$

Cálculo de coeficientes de película de transferencia de calor

Los coeficientes de película representan la efectividad de transferencia de calor por convección a través de una superficie de intercambio, motivo por el cual su cálculo implicó el paso previo al dimensionamiento de intercambiador de calor. Para ello se calculó los coeficientes de convección interno y externo para el agua mediante las ecuaciones (2.40) y (2.41).

$$h_i = \frac{Nu_{tubo} \cdot k_f}{ID_t} \quad (2.40)$$

$$h_t = \frac{h_i \cdot ID_t}{OD_t} \quad (2.41)$$

Adicionalmente se calculó el coeficiente de película respectivo al flujo de gases mediante la ecuación (2.42).

$$h_o = \frac{Nu_s \cdot k_f}{OD_t} \quad (2.42)$$

2.9.5. Dimensionamiento

Con los coeficientes de película calculados, se halló el coeficiente global de transferencia de calor con la ecuación (2.26), para posteriormente calcular el área total de transferencia de calor empleando la ecuación (2.25) que resulta del uso de variables calculadas como la tasa de calor transferida y el factor de corrección.

Otra forma de calcular el área de transferencia de calor se presenta a través de la ecuación (2.43).

$$A_0 = N \cdot M \cdot \pi \cdot OD_t \cdot L \quad (2.43)$$

Donde:

N: Número de filas inicialmente asumidas

M: Número de columnas

Sin embargo, esta ecuación se la utiliza para hallar el número de columnas dentro del banco de tuberías. Finalmente, el producto entre N y M (2.44) define el número total de tubos por las que circula el flujo de agua que se espera calentar.

$$N_T = N \cdot M \quad (2.44)$$

Se logra determinar el número total de tubos que permiten que un flujo de agua de 1800 kg/h incremente su temperatura desde 27°C a 31.88°C a raíz del paso de un flujo indirecto de gases calientes.

2.9.6. Caída de presión

Caída de presión en tuberías (agua)

Para los tramos exteriores al economizador de la tubería se empleó la ecuación (2.45) para hallar la pérdida de carga y luego la ecuación (2.46) para la caída de presión.

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.45)$$

$$\Delta P = h_f \cdot g \cdot \rho \quad (2.46)$$

Donde:

h_f : pérdida de carga [m]

ΔP : caída de presión [Pa]

f : factor de fricción dado un número de Reynolds y material del tubo

L : longitud del tubo [m]

v : velocidad del flujo [m/s]

g : gravedad [m^2/s]

D : diámetro interno del tubo [m]

ρ : densidad del fluido [kg/m^3]

Para calcular la caída de presión dentro del economizador se utilizó la ecuación (2.47), teniendo en cuenta que, para flujos en paralelo, la resultante se obtiene al analizar el paso individual del flujo de agua por una columna del banco de tuberías.

$$\Delta P = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad (2.47)$$

Donde:

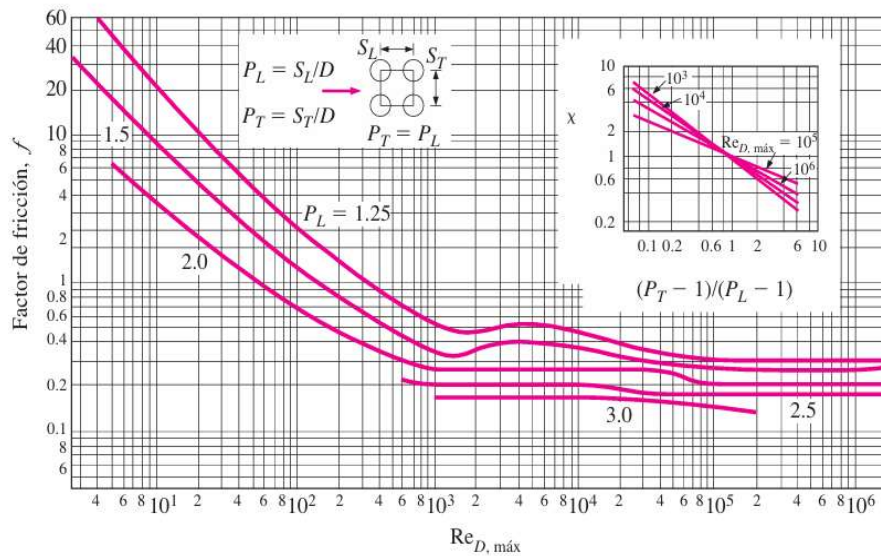
$\sum K$: Es la sumatoria de los factores de pérdida por accesorios como codos, expansiones, reducciones.

Caída de presión en coraza (gases)

La caída de presión en el economizador se resume en el uso de la fórmula (2.48) que emplea cantidades adimensionales como el factor de fricción f o X , los cuales pueden calcularse empleando diagramas como el presentado en la Figura 5, que se ajusta a un banco de tuberías de arreglo rectangular.

Figura 5

Factor de fricción para cálculo de pérdida de presión en banco de tuberías



(A. Zukauskas y R. Ulinskas, 1985)

Para ello se emplea como dato inicial el número de Reynolds a la velocidad máxima alcanzada por el flujo gaseoso. Adicionalmente se requiere conocer el valor del número de pasos en la dirección del flujo gaseoso (N_L).

$$\Delta P = N_L f X \frac{\rho V_{\max}^2}{2} \quad (2.48)$$

2.10. Simulación

2.10.1. Aspen HYSYS®

Aspen HYSYS es uno de los softwares de AspenTech especializado en la simulación de procesos químicos intermitentes o continuos. Cuenta con una numerosa lista de equipos, operaciones unitarias y plantillas que permiten al usuario representar procesos a escala meso-macro y adecuadas formas de optimización en tiempo real. Los recursos que ofrece Aspen HYSYS permitieron el ingreso de información calculada analíticamente para su comprobación y corrección respectiva.

2.10.2. Selección de componentes

Aspen HYSYS cuenta con una gran base de datos que permitió el uso de los componentes utilizados en las corrientes del sistema. Dado que el sistema de economizador no es un proceso reactivo, no fue necesario incorporar iones a la lista de componentes. Por otro lado, se asumió la composición total del diésel-2 como dodecano, puesto que su composición abarca la mayor parte de este hidrocarburo.

Tabla 14

Datos de entrada para simulador¹

Información de corrientes				Información ingresada inicial		
Bloq	Corrientes	Componentes	Símbolo	Flujo (kg/h)	Temperatura (°C)	Presión (kPa)
Boiler	Entradas	Agua	H ₂ O	248	27	496
		Diésel (C-12)	C ₁₂ H ₂₆	8.204	27	300
		Oxígeno	O ₂		27	101.3
		Nitrógeno	N ₂		27	101.3
	Salidas	Gases de Combustión	CO ₂ ⁺ H ₂ O			
		Steam	H ₂ O			

¹ Celdas rojas representan inputs, y celdas verdes, outputs.

E-101	Entradas	Agua	H ₂ O	1804	27	308.2
		Gases de Combustión	CO ₂ ⁺ H ₂ O			
	Salidas	Agua	H ₂ O			
		Gases de Combustión	CO ₂ +H ₂ O			

2.10.3. Paquete termodinámico

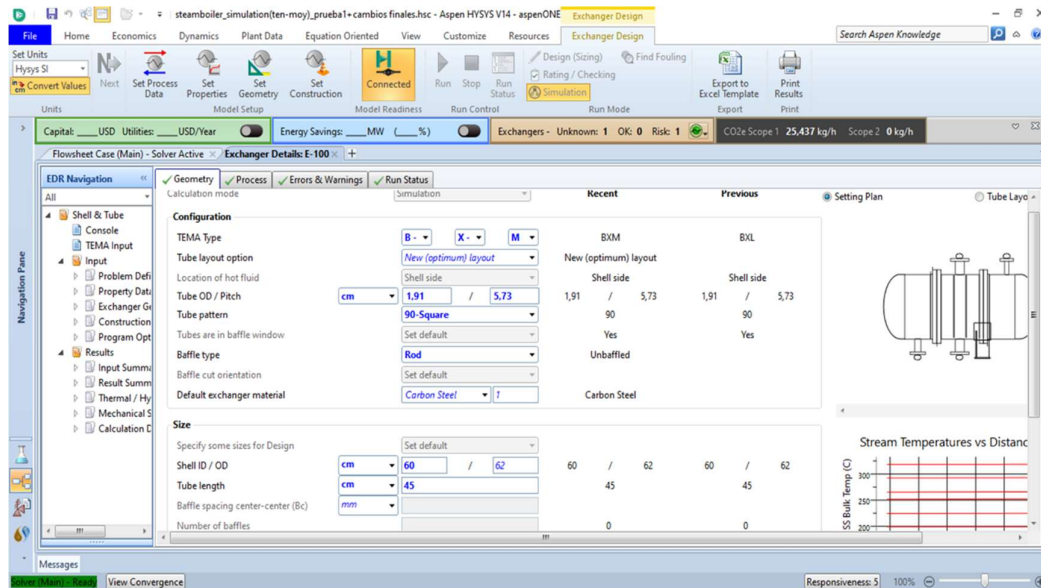
El paquete de propiedades utilizado en la simulación está basado en la ecuación de estado de Peng-Robinson, debido a su versatilidad en aplicaciones de hidrocarburos, gas y petroquímica. Este modelo realiza una gran labor en sistemas de una, dos y tres fases, teniendo una gran precisión y especialización en sistemas con equilibrio líquido-vapor. Adicionalmente, el modelo cubre un gran rango de condiciones operativas recurrentes en procesos industriales que involucren hidrocarburos (Aspentech, s.f.). La idealidad de este método se ajusta a las suposiciones que fueron establecidas para los componentes de cada corriente de la simulación. No obstante, el modelo puede ser impreciso para sistemas altamente no-ideales, para lo cual se recomienda emplear Modelos de Actividad (Aspentech, s.f.). En ese sentido, la simulación del sistema de economizador no tuvo que recurrir a estos.

2.10.4. Modelo de Sistema de Economizador

El proceso de intercambio de calor que efectúa el economizador mostrado en la Figura 6 y está basado en un intercambiador de calor de tubo y carcasa cuya configuración, dimensiones y forma fueron adecuadas a los resultados obtenidos en el diseño de un intercambiador de flujo cruzado con forma de banco de tuberías. Para ingresar la información se cambió el módulo de simulación por default del intercambiador a Rrigorous Shell and Tube y, posteriormente, en la pestaña de Design and Rating Shell and Tube pudo acoplarse la información calculada.

Figura 6

Datos de entrada del economizador diseñado



2.10.5. Simulación de caldera

La secuencia inicial de la simulación implica la adición de información de las corrientes para el sistema de caldera, entre otras propiedades calculadas. Como indica la Figura 8, el bloque Boiler fue simulado como un Simple fired heater con eficiencia del 83%, sin porcentaje en exceso de aire, y con dodecano (C-12) como único componente del combustible. Por otro lado, en la figura 7 se observa que las variables de entrada son los flujos, temperatura y presión de las corrientes de agua (Water) y combustible (Fuel). La corriente de aire (Air) solo demandó presión y temperatura. Finalmente, el software calculó los tres parámetros previamente mencionados para las corrientes de salida Comb. Gas y Steam.

Figura 7

Entorno de simulación para caldera en Aspen HYSYS

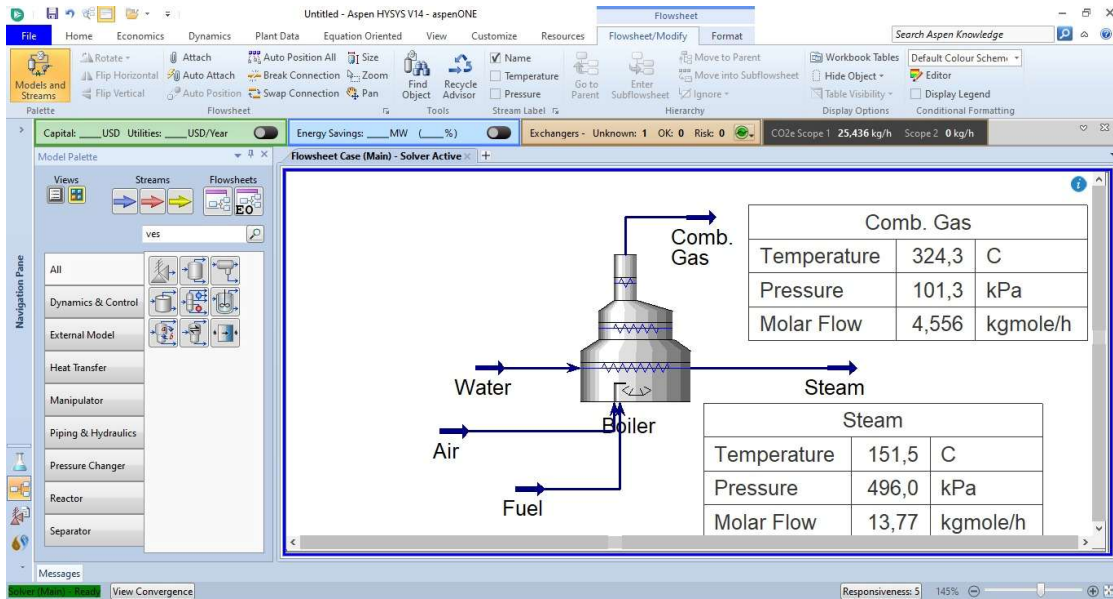


Figura 8

Datos de entrada para bloque Boiler

The screenshot shows the 'Fired Heater: Boiler' configuration window. The 'Design' tab is active, displaying various parameters for the boiler simulation. The window is divided into several sections:

- Connections:**
 - Model Selection: Simple fired heater
 - Steady State model: Simple fired heater
- Flame Status:**
 - Flame Is Out (highlighted in blue)
 - Buttons: Light, Extinguish
- Combustion Boundaries:**
 - Min. Air Fuel Ratio: 1,000
 - Calc. Air Fuel Ratio: <empty>
 - Max. Air Fuel Ratio: 40,00
 - Flame Should Auto Light When Inside Boundary: ☒
- Steady State Parameters:**
 - Efficiency: 83,00
 - Excess Air Percent: 0,00
- Oxygen:**
 - O2 Mixing Efficiency: 100,00
- Fuels:**

Component	Enable	Mix Efficiency
CO	☐	100,00
n-C12	☒	100,00

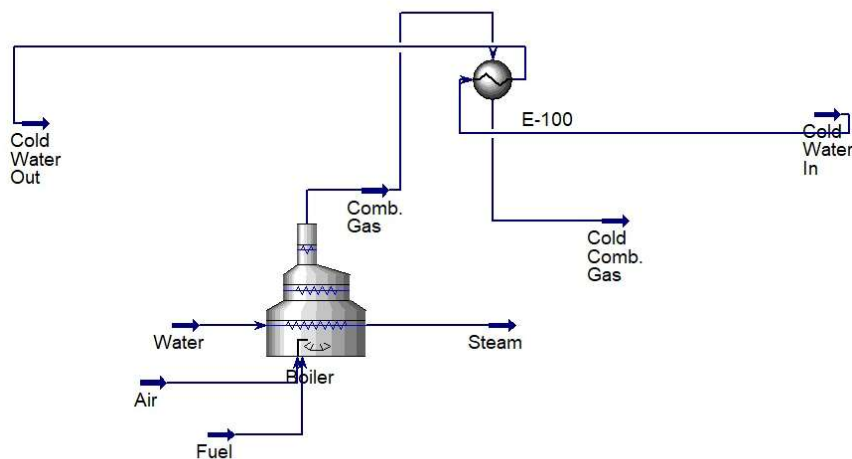
The bottom of the window has buttons for 'Delete', 'OK', and 'Ignored'.

2.10.6. Simulación de caldera con economizador

El proceso mostrado en la Figura 9 continua con la simulación base de la caldera, en la que se involucra la corriente de gases calientes que salen del bloque Boiler. Como se definió en el apartado teórico, una corriente de agua fría (Cold Water In), a la que se define flujo, presión y temperatura, ingresa al bloque E-101 para recuperar la energía residual de los gases y salir como un flujo calentado (Cold Water Out). El solucionador del simulador entregó la temperatura final del flujo de agua, lo que comprobó el correcto diseño conceptual del economizador. La simulación se efectúa como un proceso continuo puesto que los requerimientos de diseño están ajustados para que el flujo de agua se caliente mientras el quemador esté encendido en la etapa de arranque de la caldera.

Figura 9

Diagrama de flujo de sistema de economizador



2.10.7. Comprobación de consumo de combustible.

Se realizó una simulación alterna que consta únicamente del sistema de caldera, con cambios específicos como la nueva temperatura del agua, el ingreso manual de la misma

temperatura de gases de escape, la inclusión de la misma fracción de líquido y vapor en la corriente de vapor (Steam). El ingresar las variables que fueron calculadas por el solucionador de Aspen HYSYS le permite al software cumplir con los parámetros especificados y, en lugar de receptor el dato de entrada de consumo de combustible, emitirlo en la tabla de resultados. De esta manera se pudo conocer el flujo de combustible con la nueva temperatura del agua alimentada.

2.11. Análisis económico

Se realizó un estudio de viabilidad económica para la cual se emplearon valores en el mercado de los principales materiales de construcción del economizador y la mano de obra para su fabricación, maquinaria de bombeo, y costos asociados a la electricidad y consumo de combustible. Estos parámetros permitieron definir un Retorno de la Inversión (ROI) adecuado a los ahorros que generaría un consumo reducido de diésel.

Capítulo 3

3. Resultados y análisis

Esta sección presenta las conclusiones del cálculo analítico para el dimensionamiento del economizador basado en los datos experimentales de flujos y temperaturas de agua y gases de combustión. Posteriormente se enlazarán las dimensiones con las herramientas de Aspen HYSYS para evaluar los efectos en el calentamiento del fluido frío de alimentación y la aminoración del gasto en combustibles que conlleva. Adicionalmente se propone un análisis del ahorro que implica el uso de un economizador para cada etapa de uso del caldero en tiempos prolongados, para finalizar con la respectiva evaluación económica y propuesta de sistema automatizado.

3.1. Diseño teórico final de economizador

La aplicación de ecuaciones analíticas permitió calcular los coeficientes de transmisión superficial o película, coeficiente de transmisión térmica global, superficie de transporte calorífico, cantidad de tubos transportadores del fluido a calentar internos por los que circulará el flujo de agua a calentar. El diseño tomó en cuenta la asunción de un diámetro y espesor de tubo, el pitch (distancia entre centros), una configuración rectangular, el número de pasos horizontales del flujo de agua, la longitud y las temperaturas promedios de los fluidos frío y caliente. La principal consideración es el diseño basado en el máximo de temperatura que los gases pueden alcanzar durante la primera etapa de la caldera, dado que la información de flujos y temperaturas de la caldera varía a lo largo de dos etapas: generación continua de vapor y generación intermitente de vapor. Con esto se pretende incrementar el aprovechamiento energético en ambas etapas.

3.1.1. Dimensionamiento teórico

La cantidad total de los tubos, dispuestos a lo largo de pasos horizontales y verticales, que estarán ubicados dentro de una coraza de acero negro por la que fluirá ascendentemente el caudal de gases. Las dimensiones de esta coraza, por lo tanto, quedan definidas en ancho, largo y altura.

Tabla 15

Dimensionamiento final de economizador

Dimensiones finales de coraza de Economizador	
Largo (m)	0.5
Ancho (m)	0.211
Altura (m)	0.4

La Tabla 16 muestra las especificaciones de la estructura interna de la coraza, es decir, el banco de tuberías.

Tabla 16

Características del banco de tuberías

Dimensionamiento de Banco de Tubería	
Largo de cada tubo (m)	0.45
Diámetro interno de tubos (m)	0.0122
Diámetro externo de tubos (m)	0.0191
Columnas N	4
Filas M	7
Número Total de tubos	28
Pitch de tubo SL (cm)	5.73
Pitch de tubo ST (cm)	5.73
Configuración	Rectangular
Diámetro de chimenea (m)	0.2
Diámetro hidráulico (m)	0.2864

Por otro lado, la Tabla 17 muestra las variables y números de diseño para los pasos del flujo líquido y flujo gaseoso. Otros tipos de variables termodinámicas se identifican en la Tabla 18, que se enlazan con el método de la diferencia media logarítmica de temperatura. La

información de esta tabla resulta en el cálculo de la medida de efectividad del transporte calorífico (F), que se acerca lo suficiente a 1 para indicar que las temperaturas de capacidades caloríficas son congruentes para llevar un flujo de agua de 27°C a 31.88°C a coste de la reducción de temperatura de gases de 305°C a 80°C, como se indicó en el Capítulo 2.

Tabla 17

Variables analíticas de diseño

Variables y números de diseño	
Área de tubos (m²)	0.74734
Área de coraza (m²)	0.7798
Velocidad por tubos (m/s)	1.08
Velocidad por coraza (m/s)	0.77
Reynolds por tubos	16222
Reynolds por coraza	7092
Nusselt de agua	106.1
Nusselt de gases	58.035
Coef. de película hi (kJ/h·m²·°C)	19242
Coef. de película ht (kJ/h·m²·°C)	12291
Coef. de película ho (kJ/h·m²·°C)	383.54

Tabla 18

Variables termodinámicas resultantes

Variables Termodinámicas de Diseño Resultantes	
Coefficiente Global de Transferencia Uo (kJ/h-m²-C)	376.05
Cálculo de R	51.75339528
Cálculo de F	0.974123051
Cálculo de S	0.017570929
Diferencia logarítmica de temperatura (LMTD) (°C)	134.25
Calor Transferido (kJ/h)	36753

Finalmente se precisó hallar la pérdida de presión del paso de los fluidos frío y caliente por los tubos y la coraza.

Tabla 19*Resultados de caída de presión*

Pérdida de presión	
Flujo fluido frío (psi)	1.66
Flujo fluido caliente (psi)	0.000023

3.1.2. Parámetros de diseño de economizador

El intercambiador de calor tuvo un diseño basado en las mediciones máximas de temperatura y flujos de agua durante el uso de la caldera, mayoritariamente concentrado en la primera etapa. De ahí que la recuperación de energía de los gases no sea la misma durante los primeros 30 minutos, cuando el quemador permanece ininterrumpidamente encendido, respecto a los minutos posteriores después de que la caldera haya alcanzado el setpoint. La Tabla 20 indica el resumen del comportamiento de estas dos etapas.

Tabla 20*Temperaturas de diseño para economizador*

Etapas de Generación Continua de Vapor		
Flujo	Variable	
	T_{IN} (°C)	T_{OUT} (°C)
Flujo de Agua	27	31.88
Flujo de Gases	305	80
Etapas de Generación Intermitente de Vapor		
Flujo	Variable	
	T_{IN} (°C)	T_{OUT} (°C)
Flujo de Agua	27	30.58
Flujo de Gases	240	80

3.2. Resultados de simulación

La información resultante de los bloques simulados “Steam boiler” y “E-101”, a través de la Tabla 21, se desglosa en las principales características de los flujos frío y caliente a la entrada y salida de cada sistema.

Tabla 21

Resultados del simulador para las corrientes

Información de corrientes				Resultado de Simulación		
Bloq	Corrientes	Componentes	Símbolo	Flujo (kg/h)	Temperatura (°C)	Presión (kPa)
Boiler	Entradas	Agua	H ₂ O	248	27	496
		Diésel (C-12)	C ₁₂ H ₂₆	8.204	27	300
		Oxígeno	O ₂	122.41	27	101.3
		Nitrógeno	N ₂		27	101.3
	Salidas	Gases de Combustión	CO ₂ ⁺ H ₂ O	130.62	324.33	101.3
		Steam	H ₂ O	248	151.54	496
E-101	Entradas	Agua	H ₂ O	1804	27	308.2
		Gases de Combustión	CO ₂ ⁺ H ₂ O	130.62	324.33	101.3
	Salidas	Agua	H ₂ O	1804	31.51	302.2
		Gases de Combustión	CO ₂ +H ₂ O	130.62	88.08	101.2

El simulador proporcionó valores de temperatura y flujo para los fluidos frío y caliente. Las cantidades mostradas no distan con gran diferencia de las observadas y calculadas teóricamente, implicando un input acertado de la eficiencia de la caldera en el bloque “Boiler”, lo que adicionalmente permitió estimar la cantidad de aire estequiométrico requerido y cuyo valor es esencialmente el mismo obtenido en la resolución teórica. Adicionalmente, el Solver del simulador indicó una ganancia de temperatura del fluido frío cercana al valor experimental utilizado para el diseño, mientras que los gases de combustión son reducidos hasta 88°C, que permanece dentro del umbral de los 80°C empleados en el diseño del economizador.

Por otro lado, los resultados de las propiedades termodinámicas para el diseño ingresado en el software se indican a continuación:

Tabla 22*Resultados de variables termodinámicas del simulador*

Variables Termodinámicas del Simulador	
Calor transferido (kJ/h)	35010
Superficie efectiva (m²)	0.6098
LMTD Efectivo (°C)	149.5
Coef. Global de Transferencia [U] (kJ/h-m²-C)	384
Coef. De película para tubos (kJ/h-m²-C)	10160
Coef. De película para coraza (kJ/h-m²-C)	401.1

Al comparar los resultados del simulador con las variables de diseño se observa un pequeño margen de diferencia que certifica la precisión de los resultados analíticos. La diferencia entre estos resultados y los de simulación se debe al ajuste que se realizó dentro de la interfaz del programa para representar la forma de un economizador de flujo cruzado como un tubo y carcasa, en la medida de lo posible, debido a las limitaciones de Aspen HYSYS que no cuenta con diferentes formas y configuraciones de simulación de intercambiadores de calor. La Tabla 23 indica el error porcentual de las principales variables termodinámicas analizadas para el diseño, donde puede observarse errores superiores al 10% en variables relativas a los tubos debido al ajuste que realiza el software para hallar el arreglo ideal que sea congruente con los inputs realizados. No obstante, para el dimensionamiento y costeo se consideró el área superficial y número de tubos calculados analíticamente como forma de garantizar una efectiva transferencia de calor.

Tabla 23*Error porcentual de variables termodinámicas*

Variable Termodinámica	Porcentaje de Error %
Flujo de Calor Transferido (kJ/h)	4.74
Área de Superficie Efectiva (m²)	18.40
LMTD Efectivo (°C)	11.36
Coefficiente global de transferencia (kJ/h-m²-C)	2.11
Coefficiente de película de tubos (kJ/h-m²-C)	17.34

**Coefficiente de película de coraza (kJ/h-m²-
C)**

4.58

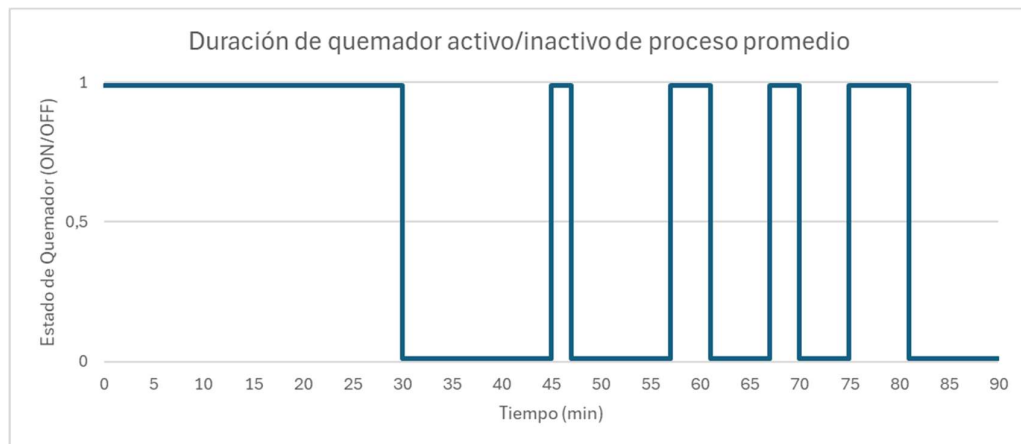
3.3. Proyección de ahorro por cada uso promedio de caldera

3.3.1. Funcionamiento general de caldera

Para abordar el tópico del ahorro proyectado con el funcionamiento activo de un economizador es necesario comprender el funcionamiento real de la caldera en términos de intermitencia. El Gráfico 1 muestra la evaluación general del comportamiento del quemador de la caldera a lo largo de un periodo de tiempo basado en las mediciones tomadas experimentalmente.

Gráfico 1

Comportamiento promedio del quemador versus tiempo

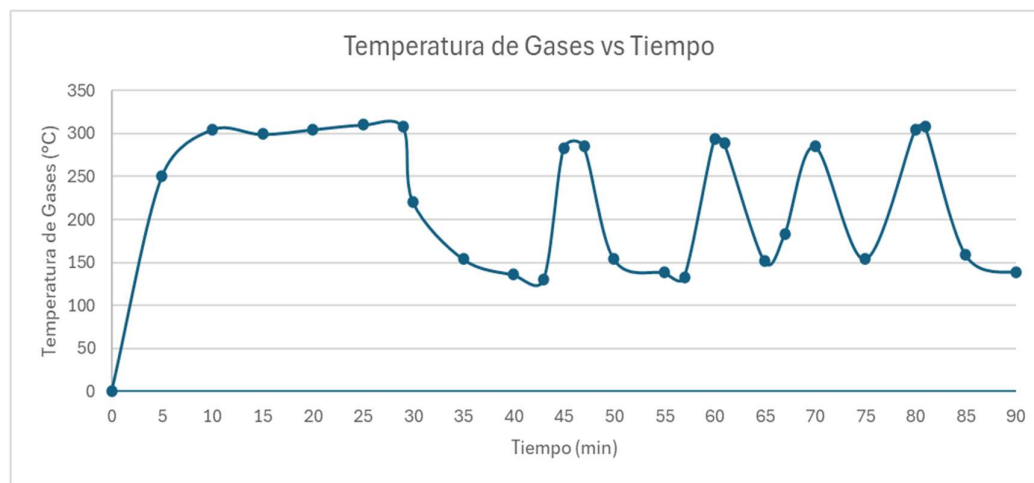


La secuencia de encendido y apagado del quemador se ajusta a la tendencia de las dos etapas de funcionamiento de la caldera, claramente diferenciadas por el uso de vapor generado. Mientras que en la etapa de generación continua de vapor el quemador puede permanecer encendido hasta 30 minutos ininterrumpidamente, no ocurre lo mismo en la etapa de generación intermitente, en la que el tiempo de encendido, temperatura de gases y flujo de agua puede

presentar leves variaciones respecto a las empleadas en el diseño del economizador. Esto se debe a que durante los primeros minutos posteriores al apagado del quemador debido a la acumulación de presión de trabajo que suceden a la primera carga de vapor en la caldera (>30 min), se ejecuta el control automático que acciona el encendido y apagado del quemador, con el objetivo de que la presión de trabajo no caiga por debajo de los 60 psig, siendo 80 psig el máximo que efectúa el apagado del burner. Esta intermitencia ocasiona que cada 6.2 minutos se active el quemador, dure encendido 5 minutos, y que la caldera sea recargada con agua cada 18 minutos, basado en el promedio de todas las mediciones tomadas experimentalmente. Es durante los 5 minutos que dura encendido el quemador que el sistema de economizador debe ser activado para efectuar la recuperación energética. El Gráfico 2 indica el alcance de la temperatura de gases durante este corto periodo tiempo.

Gráfico 2

Comportamiento de temperatura de gases versus tiempo



Con base en el promedio de temperaturas registrado durante las activaciones del quemador, se observa que los gases de combustión alcanzan un máximo de 245°C. Asimismo, el volumen de agua vaporizada en cada intervalo de encendido del quemador difiere del vaporizado

en la fase inicial de operación de la caldera; por lo tanto, el caudal de alimentación de agua disminuye en comparación con la variable considerada en el diseño original.

3.3.2. Criterios de interpretación del funcionamiento no continuo de la caldera

La segunda fase del funcionamiento del caldero es clave para economizar el combustible, esta consiste en ciclos de apagado y encendido del quemador antes de alimentar agua. La bomba de alimentación se activa cada 18 minutos y, en cada ciclo, el quemador sigue una secuencia establecida. La cantidad de diésel suministrada depende del estado del quemador y se asume que todo el combustible aportado se quema para vaporizar el agua del ciclo. Este proceso se repite de forma continua.

El mecanismo de funcionamiento de la caldera puede definirse como impredecible, no obstante, la simplificación a un patrón entendible permitió examinar una tendencia de ahorro en combustible aproximada para este caso. La Tabla 24 lo detalla a continuación:

Tabla 24

Principales variables acerca del funcionamiento de caldera en segunda etapa

Patrón de funcionamiento de caldera durante generación intermitente de vapor*	
Duración de Quemador Apagado (min)	6.2
Combustible Alimentado QOFF (kg // gal)	0.5734 // 0.178
Duración de Quemador Encendido (min)	5
Combustible Alimentado QON (kg // gal)	0.494 // 0.154
Patrón del Quemador en cada ciclo	OFF-ON-OFF
Masa de Agua Alimentada por cada ciclo (kg)	67
Duración de cada ciclo (min)	18
Combustible alimentado en cada ciclo (kg // gal)**	1.6408 // 0.51
Calor Transferido durante cada ciclo (kJ/s)***	7.664
Flujo de Agua (kg/h)	223
Flujo de Combustible (kg/h)****	73.773
*El patrón propuesto dura 18 min. En un caso ideal, el patrón se repite indefinidamente sin cambios en los tiempos y volúmenes alimentados.	

Para cada ciclo se quema el equivalente a la alimentación de 2QOFF y 1QON. *Tasa de transporte calorífico residual por la quema del acumulado de combustible durante los 5 minutos de encendido del quemador. ****Se empleó los flujos en kg/h para conocer el ahorro de combustible en cada ciclo con el simulador.***** Los gases alcanzan un promedio de 245°C de temperatura durante el quemador encendido.

Dada la complejidad de un sistema en constante intermitencia, se precisa de establecer un controlador automatizado que permita la recirculación del agua del tanque a través del economizador durante la quema de combustible. La recirculación permite que un volumen concreto de agua recupere toda la energía posible de los gases y sea reservada en el tanque inicial hasta que la caldera demande una carga adicional de agua. La propuesta de un P&ID se muestra en el apartado 3.4, mientras que los resultados de incremento de temperatura y ahorro de costos relativo a consumo de combustible están basados en el calentamiento directo de una masa de 124 kg de agua mediante la energía residual de los gases.

3.3.3. Resultados de estimación de ahorro de combustible y costos asociados

La reducción del consumo de diésel se resume en los siguientes criterios:

1. Solamente se ahorra combustible en la segunda etapa de funcionamiento del caldero. La alimentación inicial de agua a 27°C es necesaria para para generar los gases que ofrecerán su energía residual.
2. Se minimiza el diésel quemado siempre que la carga de agua ingresada a la caldera después de cada patrón repetitivo tenga una temperatura mayor a la de ambiente.
3. El cálculo del incremento de temperatura no es diferente al del calentamiento de un volumen fijo en un sistema cerrado. El incremento también dependerá de la eficiencia del economizador y las pérdidas durante la recirculación en el circuito cerrado del contenedor de agua y economizador.

- La temperatura del tanque de agua tendrá un setpoint que limitará la activación de la bomba de recirculación, lo que evitaría un calentamiento excesivo del agua en casos de múltiples activaciones del quemador antes de una alimentación requerida.

El Gráfico 3 indica la tendencia de consumo de combustible versus el ahorro proyectado respecto a la temperatura de alimentación del agua. El Gráfico 4 lo presenta en galones por hora.

Gráfico 3

Consumo y Ahorro de combustible en kg/h

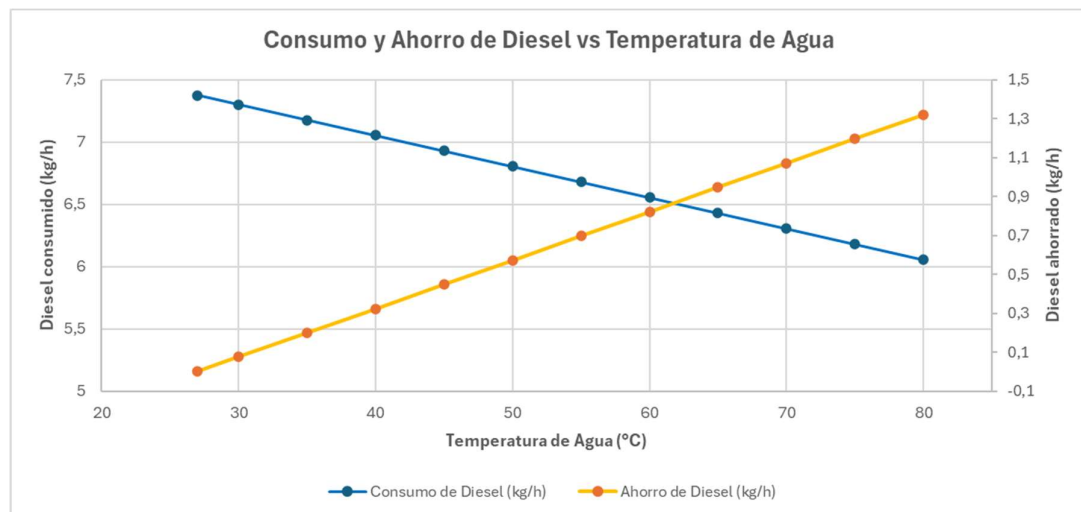
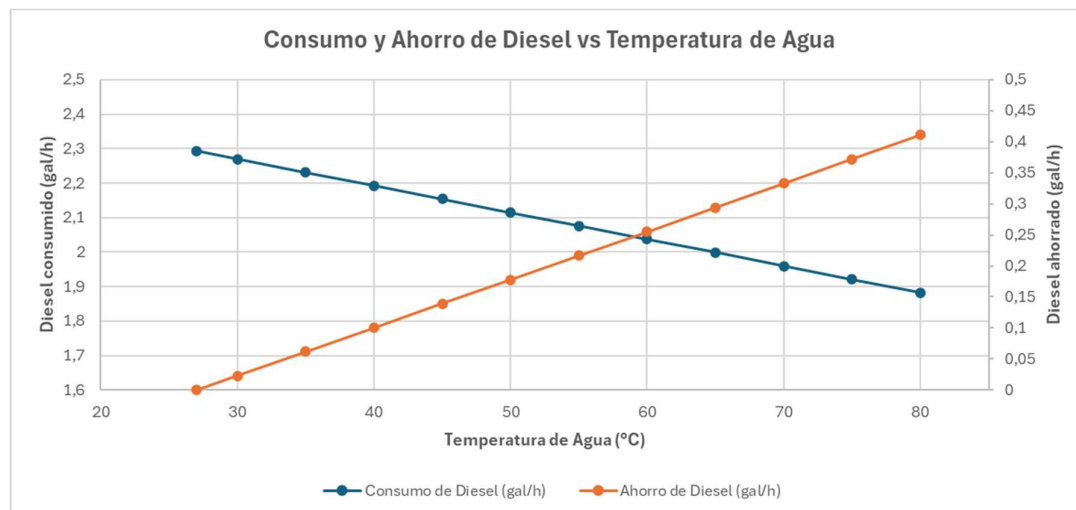


Gráfico 4

Consumo y Ahorro de combustible en gal/h



Los gráficos consideran un flujo de alimentación de agua y producción de vapor de 223 kg/h a realizarse durante la segunda etapa de funcionamiento de la caldera. Desde luego, la tasa de alimentación puede tener variaciones en la práctica, lo que repercute en las cantidades absolutas de consumo y ahorro de combustible. Por otro lado, se observa que una mayor ganancia energética del agua en términos de temperatura implica un ahorro sostenido.

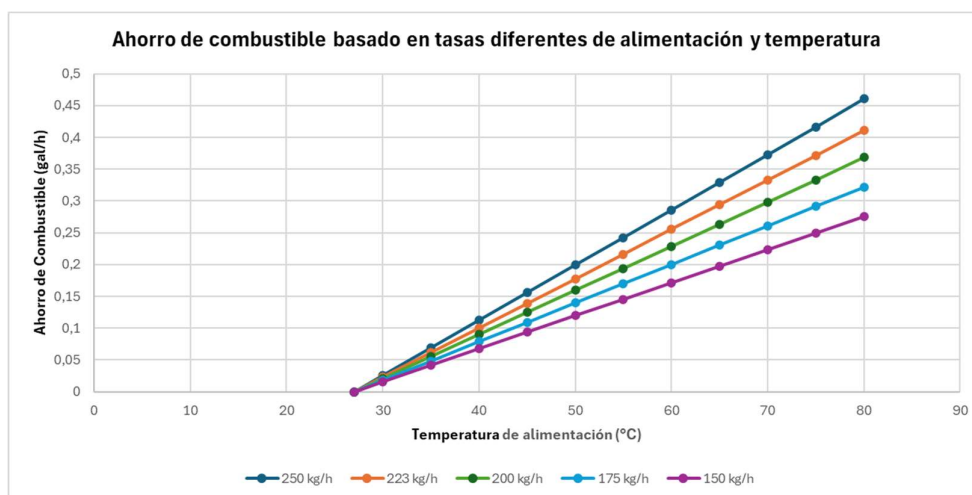
Dado que el set-point del tanque de agua deberá establecerse en 50°C, se espera que el consumo máximo de combustible con esta nueva temperatura sea de 6.8053 kg/h, implicando un ahorro de 0.572 kg/h de diésel, equivalente a 0.18 gal/h. Aunque esta temperatura potencialmente sea alcanzada después de la recuperación energética de la primera etapa, se presume que las siguientes alimentaciones serían con menor temperatura debido a la recarga del tanque con agua a temperatura ambiente y que el tiempo de recirculación por el economizador sea menor a 5 minutos, con una menor carga energética de los gases. Lo mínimo que podrían recuperar los 124 kg de agua durante la recirculación, para este caso, permitiría un incremento de 27°C a 31.43°C, tomando como referencia el calor que se prevé sea transferido en cada ciclo propuesto anteriormente. En este caso, se estaría hablando de un ahorro de combustible de 0.11 kg/h o 0.0342 gal/h.

Por otro lado, en términos de cuan eficiente ha de convertirse el sistema de generación de vapor, constantemente se debe resaltar que la idea de un economizador erróneamente tiene la concepción del incremento directo de eficiencia de la caldera. Una caldera con fallos en los mecanismos de mantenimiento de calor seguirá siendo ineficiente aún con el economizador instalado en la chimenea, por lo que resulta prioritario solucionar las fallas internas de la estructura para reducir el desperdicio energético (Zaimi Saad, 2025).

Pero al referirse al concepto de eficiencia global, los economizadores son recursos que facilitan su incremento. Al aprovechar la energía contenida en los gases, el sistema de generación de vapor (caldera y economizador) podría aumentar hasta un 5% la eficiencia del sistema, tras la evaluación de efectividad de los economizadores (Boiler Planning, s.f.). De este modo, para el diseño de banco de tuberías altamente eficiente, se prevé que el nuevo sistema propuesto tenga un límite superior de eficiencia del 88%.

Gráfico 5

Ahorro de combustible basado en diferentes tasas de alimentación de agua y temperatura

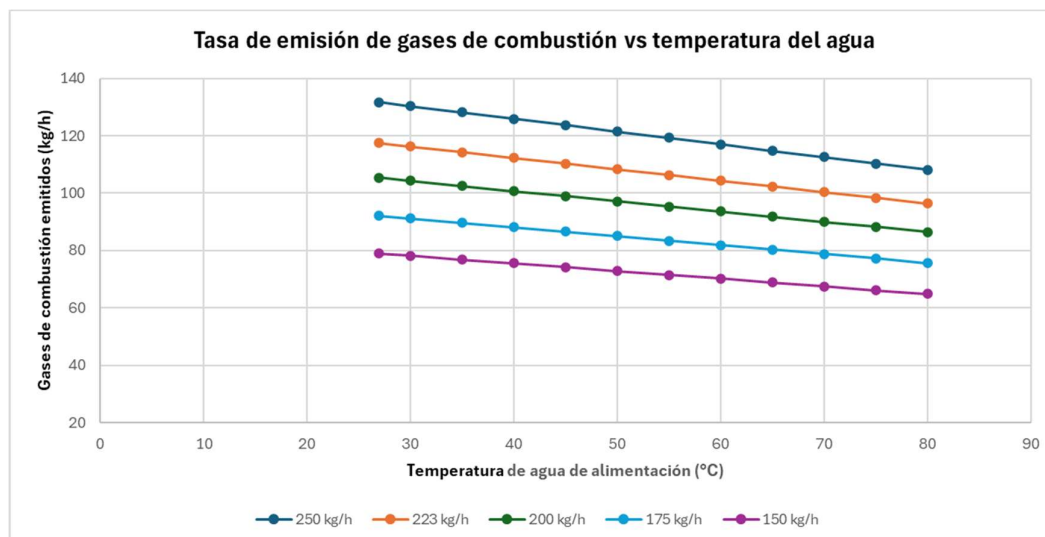


El Gráfico 5 presenta los resultados para el mismo ejercicio de consumo versus ahorro, pero empleando diferentes tasas de alimentación desde 200 kg/h hasta 250 kg/h. La tendencia

indica que el incremento ajustado del flujo de carga al caldero implica una reducción mayor del consumo de diésel comparado a tasas de alimentaciones menores a una misma temperatura. En definitiva, se ahorra más combustible cuando un volumen mayor de agua requiere un gasto proporcional de diésel, pero al contener más energía térmica que cargas anteriores de agua, el ahorro proporcional es mayor al que se obtendría con menores tasas de alimentación.

Gráfico 6

Flujo de gases residuales de combustión con enfoque flujos y temperaturas diferentes del flujo de alimentación



El Gráfico 6 presenta el ajuste entre la temperatura a la que se alimenta el agua y la producción total de gases carbonados por unidad de tiempo, logrando destacarse la relación inversa entre estas dos variables.

Se estima que en plantas industriales que son alimentadas con diésel para producción energética se emiten 2.6 kg de CO₂ por litro consumido (Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables, 2023). La dirección a la que este proyecto apunta a una reducción del 8% de consumo de combustibles fósiles, es decir, un factor de emisión de CO₂ de 2.39 kg por cada litro quemado. La ventaja de esta alternativa es su potencial capacidad de escalabilidad, que se

traduce en medidas sostenibles de ingeniería. Esto demuestra que la propuesta abarca necesidades económicas y ambientales en un entorno en el que está garantizado dicho beneficio.

3.4. Propuesta de P&ID para sistema automatizado de economizador

El diagrama P&ID presentado en la Figura 10 describe el sistema de caldera con economizador integrador que contiene 3 lazos de control principales: para encendido y apagado del quemador en función a la presión de operación, para control de recarga del fluido frío basado en el nivel del recipiente de la caldera y la lógica de recirculación de agua a través del economizador definida por las altas temperatura de los humos de la chimenea y temperatura del agua de tanque de alimentación.

Figura 10

Diagrama P&ID del sistema

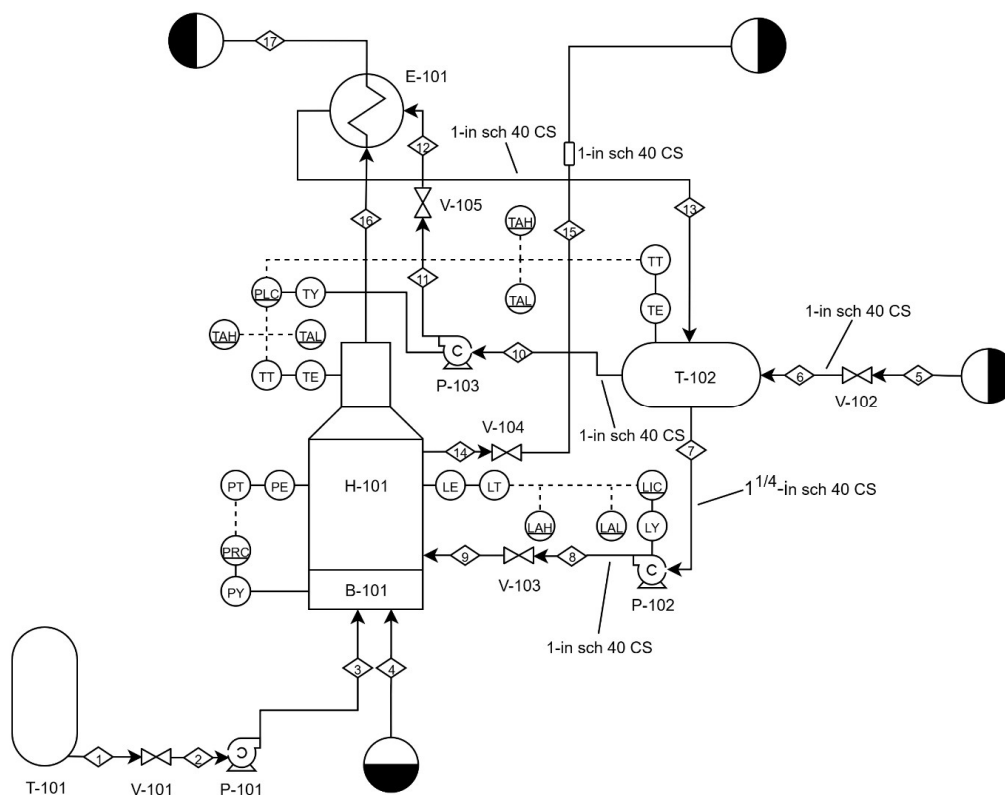


Tabla 25*Simbología e instrumentación del P&ID*

Simbología e instrumentación	
PE	Elemento medidor de presión
PT	Transmisor de presión
PRC	Controlador del registrador de presión
PY	Computador/convertidor de presión
LE	Elemento medidor de nivel
LT	Transmisor de nivel
LIC	Indicador de controlador de nivel
LAL	Alarma de nivel baja
LAH	Alarma de nivel alta
LY	Computador/convertidor de nivel
TE	Elemento medidor de temperatura
TT	Transmisor de temperatura
TAH	Alarma de temperatura alta
TAL	Alarma de temperatura baja
PLC	Controlador lógico de procesos
CS	Carbon Steel (Acero al carbono)
	Insulated Pipe (Tubería aislada)

El primer lazo, el control de presión se realiza mediante un sensor/transmisor de presión instalado en la caldera, el cual envía una señal al controlador del quemador el cual trabaja bajo una lógica de encendido y apagado (ON/OFF) con histéresis definida. El quemador se apaga al alcanzar su setpoint programado de 80 psig y se reactiva cuando la presión disminuye por debajo de los 60 psig.

El segundo lazo de control corresponde al sensor de nivel interno que monitorea constantemente el nivel del agua dentro de la caldera. Al reducirse la cantidad de agua, hasta el umbral nivelado inferior, el controlador permite el paso de una carga adicional que restituye el

volumen de agua vaporizado, a través del encendido de la bomba de alimentación (P-102 en el diagrama). Esta bomba se detiene cuando el nivel de agua alcanza la franja superior de la banda de histéresis.

Por último, el tercer lazo de control se enfoca en la recirculación de agua de alimentación al economizador. Este proceso se activa al cumplir las siguientes dos condiciones simultáneas: los gases de combustión deben estar al menos a 240°C de temperatura e incrementándose mientras que la temperatura del agua en el tanque T-102 debe reportarse como inferior al set-point propuesto de 50°C. Para esto se colocan elementos de medición de temperatura al igual que sus respectivos transmisores para que la señal sea integrada al controlador lógico de procesos que activa la bomba de recirculación en el caso de cumplir con ambas condicionales, caso contrario de no cumplir con una de las dos condiciones la bomba no se activa. Esta lógica garantiza que la recuperación térmica se realice únicamente cuando existan grandes fuentes energéticas acumuladas en gases emitidos y capacidad suficientes del agua para sumarlas, lo cual ayuda a evitar encendidos y apagados innecesarios de la bomba de recirculación.

3.5. Diseño de modelo 3D y layout isométrico

El sistema propuesto observado en la Figura 11, se compone principalmente de las tuberías de alimentación de agua al caldero y recirculación entre economizador y tanque de agua, además de la línea de vapor. Otras estructuras importantes como el tanque de combustible, quemador, tanque contenedor de agua, y las bombas que se emplean para alimentar y recircular agua.

Figura 11

Sistema de tuberías y economizador modelado en Plant 3D

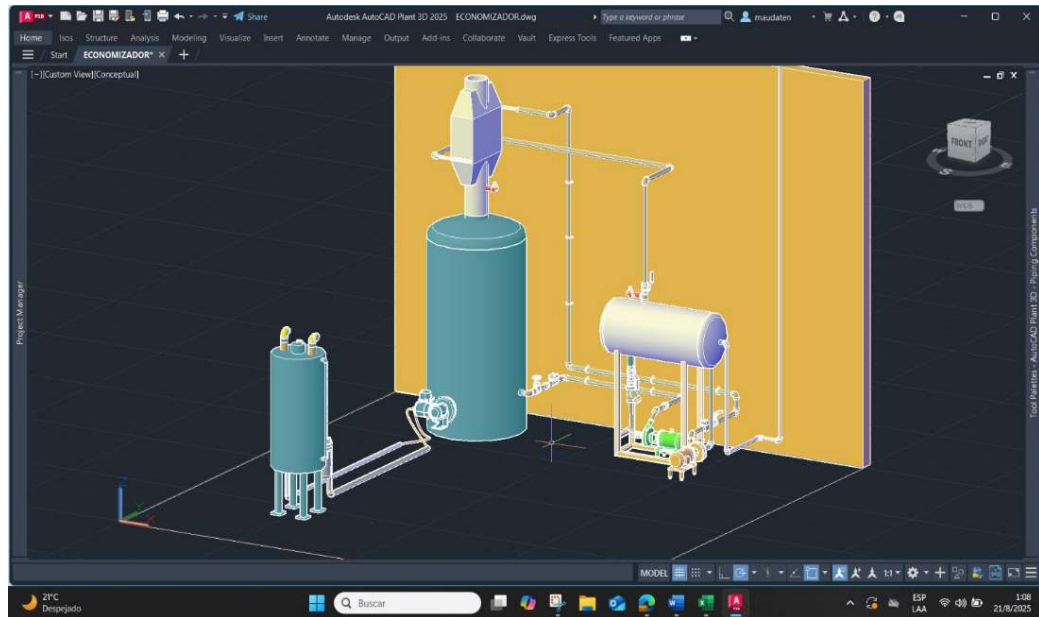


Figura 12

Vista lateral adicional del modelo 3D

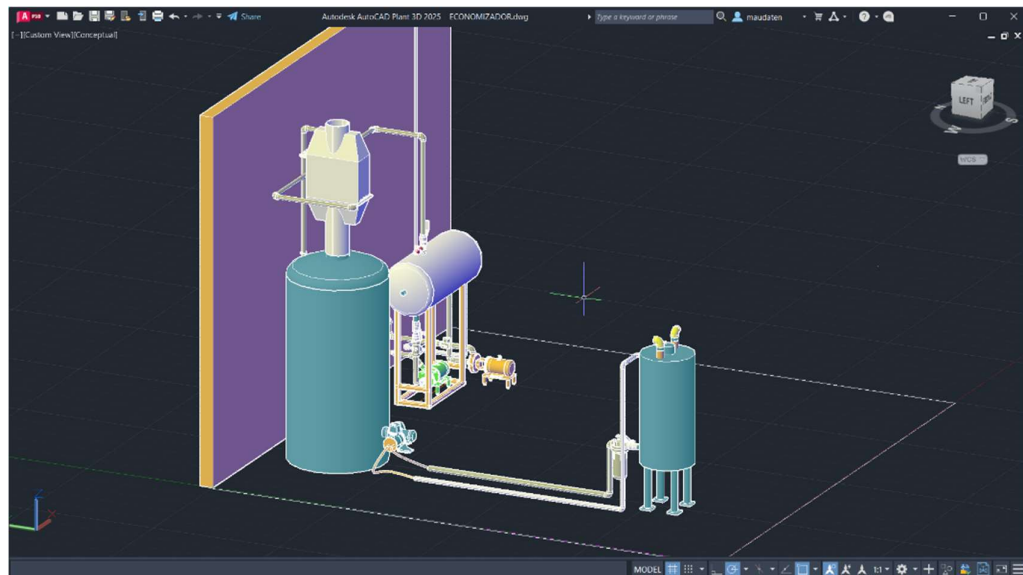


Figura 13

Vista de los nuevos elementos añadidos a la caldera pirotubular

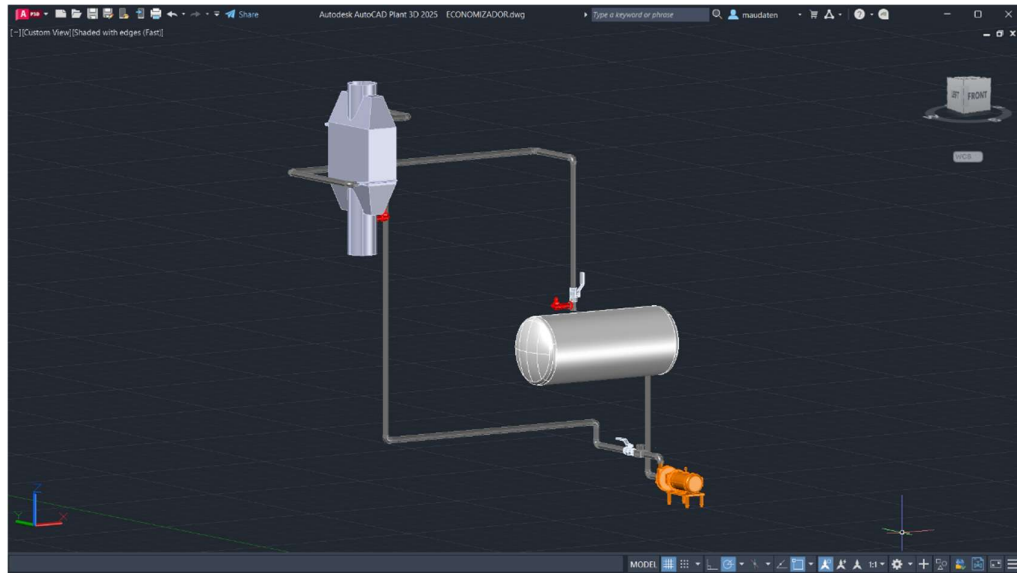
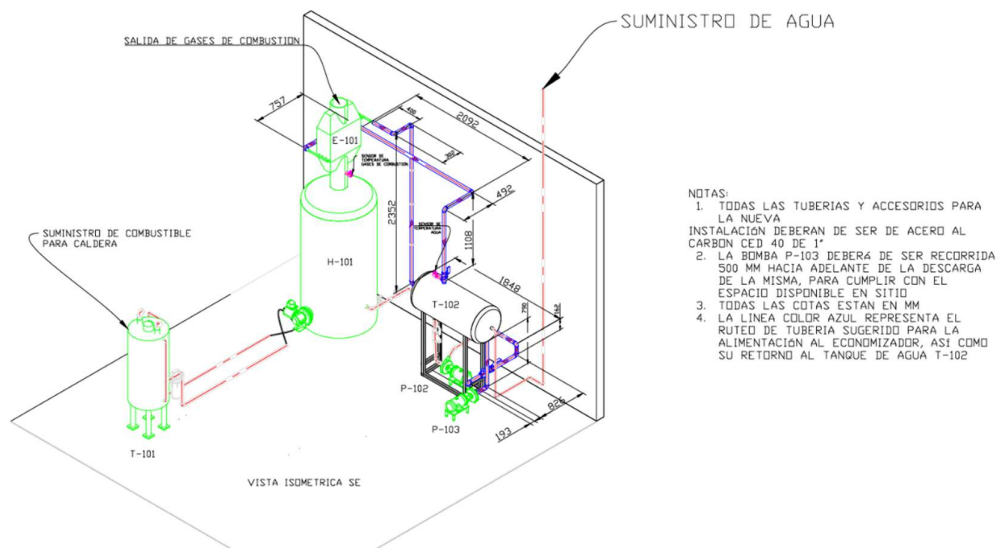


Figura 14

Layout base de sistema de precalentamiento con economizador²



² El layout completo adjunto en la sección de Anexos.

El nuevo esquema de tuberías permite la recirculación del agua de alimentación a un flujo de 1804 kg/h impulsado al economizador mediante una bomba de 0.5 HP y una temperatura máxima de 50°C, este economizador es ubicado estratégicamente en la parte superior de la chimenea, donde aprovecha de forma directa el calor residual de los humos de combustión. Mediante el intercambio de calor directo, el agua incrementa gradualmente su temperatura, posteriormente, el agua precalentada retorna al tanque de almacenamiento para continuar el ciclo de recirculación hasta alcanzar las condiciones térmicas deseadas. Luego, cuando la caldera demande una carga adicional de agua, se activa la bomba que conecta con el tanque de almacenamiento. Se obtiene así una degradación en la cantidad de diésel suministrado, con beneficios en la eficiencia general del proceso. Los dibujos isométricos asociados a este sistema planteado se visualizan en la sección de Anexos, en los cuales se observa el sistema de tuberías y la dirección de flujo de cada una dentro del esquema, lo que facilita su comprensión.

3.6. Resultados de análisis económico

Una vez culmina la parte de simulación y dimensionamiento, se propone realizar el análisis económico mediante la cotización del montaje del sistema de economizador, para lo cual, se visitó el taller mecánico “MECINTEC S.A.” donde se cotizaron materiales, equipos, mano de obra, entre otros elementos, dicha cotización se aprecia en el apartado de anexos mostrando un valor subtotal de \$1820.

Otro punto para considerar son los costos fijos, como lo son los costos por mantenimiento, para aquello se presenta en la Tabla 26 donde se considera el mantenimiento realizado a los diferentes elementos del economizador y sus respectivos costos.

Tabla 26*Desglose de costos asociados al mantenimiento de economizador*

Segmento de estructura	Labores	Costo
Banco de tubos	Trabajos manuales de limpieza a través del rastrillado y lavado con agua a presión del interior de los tubos. Se realiza con la intención de eliminar hollín acumulado e incrustaciones formadas.	\$90
Coraza	La coraza debe protegerse aplicando una pintura especializada con propiedades térmicas y anticorrosivas, lo cual ayuda a preservar el acero en buen estado.	\$40
Aislante	Factores ambientales como la humedad del campus universitario implica que el aislante térmico se cambie al menos una vez por año, pese a tener una durabilidad de varios años	\$35
Conductos de entrada, salida y uniones de tubería.	Realizar una revisión general en las bridas y uniones de las tuberías, en el caso de alguna fuga, se recomienda soldar o cambiar el tubo perforado.	\$90

Nota: Se recomienda realizar el mantenimiento global una vez al año.

Dando un valor subtotal de \$255 en costos de mantenimientos anuales. Puede darse el caso de que compañías incluyan un presupuesto fijo para el mantenimiento general de la planta, como es el caso del lugar de trabajo de este proyecto, por lo tanto, el costo de mantenimiento del economizador vendría a formar parte del presupuesto establecido para el sistema de vapor, permitiendo excluir dicho valor del balance de inversión-beneficio del economizador.

En la Tabla 27, se obtiene el ahorro monetario debido al menor uso de combustible, al año se utiliza la caldera del Laboratorio de Operaciones Unitarias en promedio 120 veces, es decir, se realizan 120 prácticas académicas, donde cada práctica tiene 2 horas de operación, dando en total 240 horas prácticas, durante esas horas el ahorro máximo de combustible es de 0.18 gal/h, dando en total de 43.2 galones ahorrados al año, considerando que el precio actual del galón de diésel en Ecuador ronda en \$1.90, se obtiene un ahorro anual de \$82.08.

Tabla 27

Ahorro monetario por año

Uso de la caldera	Tiempo por uso	Ahorro anual (\$)	Costo de implementación del
anualmente	(h)		proyecto (\$)
120	2	82.08	1820

Realizando el flujo de caja como se visualiza en la Tabla 28 y Gráfica 7 con los valores actuales, se muestra que, en el año 0, se realiza una inversión inicial de \$1820 lo que genera un flujo de caja negativo. Los flujos siguen siendo negativos debido a la combinación de la depreciación, los ingresos constantes de \$82.08 y los costos operativos que disminuyen gradualmente aún superan los ingresos. El resultante OPEX, por lo tanto, apunta a recuperar el monto inicial invertido en aproximadamente 23 años, demostrando ser una alternativa económicamente inviable a la cantidad de tiempo de uso actual de la caldera

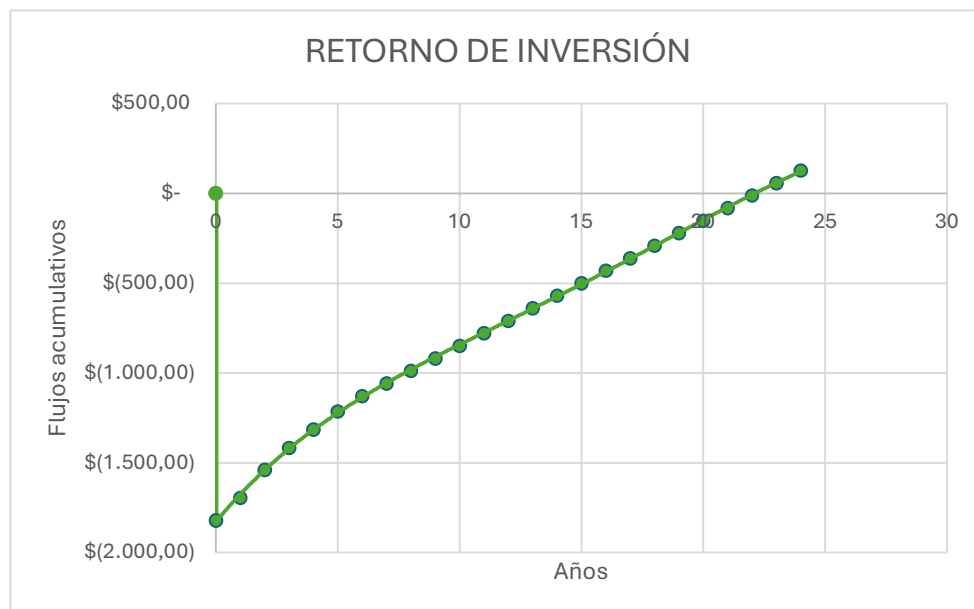
Tabla 28

Flujo de caja del sistema actual

Año	Inversión	dk	FCL-dk	R (ingresos)	COM	OPEX	Cash Flow	Cash Flow Acum
0	\$ 1120	\$ -	\$ 1820	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -1820	\$ -1820
	\$ 700							
1		\$ 364	\$ 1.456	\$ 82.08	\$ -	\$ 124.37	\$ 124.37	\$ -1695.63
2		\$ 582.40	\$ 873.60	\$ 82.08	\$ -	\$ 157.13	\$ 157.13	\$ -1538.50
3		\$ 349.44	\$ 524.16	\$ 82.08	\$ -	\$ 122.18	\$ 122.18	\$ -1416.32
4		\$ 209.66	\$ 314.50	\$ 82.08	\$ -	\$ 101.22	\$ 101.22	\$ -1315.10
5		\$ 209.66	\$ 104.83	\$ 82.08	\$ -	\$ 101.22	\$ 101.22	\$ -1213.88
6		\$ 104.83	\$ 0	\$ 82.08	\$ -	\$ 85.49	\$ 85.49	\$ -1128.39
7		\$ -		\$ 82.08	\$ -	\$ 69.77	\$ 69.77	\$ -1058.62
8		\$ -		\$ 82.08	\$ -	\$ 69.77	\$ 69.77	\$ -988.86
9		\$ -		\$ 82.08	\$ -	\$ 69.77	\$ 69.77	\$ -919.09
10		\$ -		\$ 82.08	\$ -	\$ 69.77	\$ 69.77	\$ -849.32
...		...		...	...	...	...	...
20		\$ -		\$ 82.08	\$ -	\$ 69.77	\$ 69.77	\$ -151.64
21		\$ -		\$ 82.08	\$ -	\$ 69.77	\$ 69.77	\$ -81.87
22		\$ -		\$ 82.08	\$ -	\$ 69.77	\$ 69.77	\$ -12.10
23		\$ -		\$ 82.08	\$ -	\$ 69.77	\$ 69.77	\$ 57.66

Gráfico 7

Retorno de inversión versus tiempo



El análisis de flujo de caja permite que surja la interrogante de viabilidad económica del proyecto. La propuesta más adecuada resulta en la diversificación del uso de la caldera que significa la extensión de los tiempos de actividad en procesos semi-industriales. Para ello, se propone incrementar significativamente la utilización del equipo, adaptándolo a las condiciones operativas de una caldera industrial. Pequeñas plantas industriales que no demanden ingentes cantidades de vapor de proceso pueden hallar mayor beneficio tras la instalación de un economizador. Si el tiempo anual de uso de estas calderas aumentara hasta 960 horas, equivalentes a 4 horas diarias en jornadas hábiles de producción, se podría lograr un ahorro anual de \$328.32, lo que permite reducir la tasa de retorno a menos de 6 años, como se ilustra en la Gráfica 8 y la Tabla 29. Este ejercicio demuestra la facilidad en el escalamiento de los procesos involucrados en recuperación energética y lo que significa a nivel de sostenibilidad y rentabilidad, permitiendo que proyectos de este tipo alcancen su mayor potencial a niveles industriales.

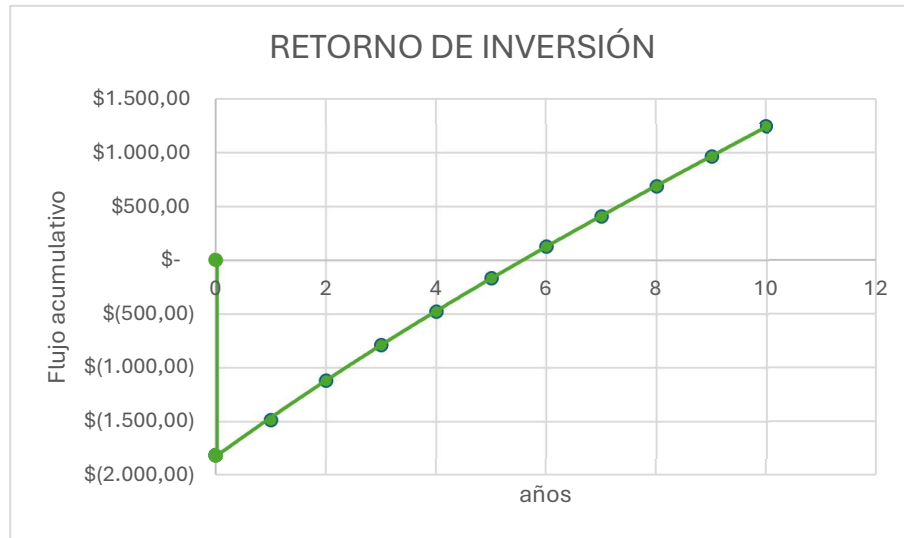
Tabla 29

Flujo de caja del sistema hipotético

Año	Inversión	dk	FCL-dk	R	COM	OPEX	Cash Flow	Cash Flow Acum
0	\$ 1120	\$ -	\$ 1820	\$ -	\$ -	\$ -	\$ -1820	\$ -1820
	\$ 700							
1		\$ 364	\$ 1456	\$ 328.32	\$ -	\$ 333.67	\$ 333.67	\$ -1486.33
2		\$ 582.40	\$ 873.60	\$ 328.32	\$ -	\$ 366.43	\$ 366.43	\$ -1119.90
3		\$ 349.44	\$ 524.16	\$ 328.32	\$ -	\$ 331.49	\$ 331.49	\$ -788.41
4		\$ 209.66	\$ 314.50	\$ 328.32	\$ -	\$ 310.52	\$ 310.52	\$ -477.89
5		\$ 209.66	\$ 104.83	\$ 328.32	\$ -	\$ 310.52	\$ 310.52	\$ -167.36
6		\$ 104.83	\$ 0	\$ 328.32	\$ -	\$ 294.80	\$ 294.80	\$ 127.43
7		\$ -		\$ 328.32	\$ -	\$ 279.07	\$ 279.07	\$ 406.50
8		\$ -		\$ 328.32	\$ -	\$ 279.07	\$ 279.07	\$ 685.58
9		\$ -		\$ 328.32	\$ -	\$ 279.07	\$ 279.07	\$ 964.65
10		\$ -		\$ 328.32	\$ -	\$ 279.07	\$ 279.07	\$ 1243.72

Gráfico 8

Retorno de inversión para el caso hipotético



Para hablar en términos de rentabilidad, la realización de proyectos de ingeniería sostenible tiene un gran nicho en industrias de producción masiva, donde la garantía del retorno de inversión puede asegurarse en los costos iniciales de construcción de una planta. Dado que el ROI de una planta evalúa la rentabilidad en términos de cociente entre beneficios e inversión inicial, la construcción de economizadores garantiza que esta métrica se mantenga por encima de cero, tras la evaluación económica de las principales actividades de producción donde el consumo de combustible para generación energética funge un rol imprescindible y potencialmente atractiva para el aprovechamiento energético de fuentes residuales y reducción de la cantidad de toneladas de CO₂ emitidos a la atmósfera, en medio de un compromiso con la salud pública y sociedad.

Capítulo 4

4. Conclusiones y recomendaciones

4.1. Conclusiones

- Se diseñó conceptualmente un economizador mediante ecuaciones de diseño basados en información de flujos y temperaturas recopilados experimentalmente. Las dimensiones finales del intercambiador de calor, validadas a través de simulaciones en Aspen HYSYS®, contemplan un largo 50 centímetros, un ancho de 21.1 centímetros, y una altura de 40 centímetros que permite precalentar 124 kilogramos de agua de alimentación, a un flujo de recirculación de 1804 kg/h, desde 27°C hasta un máximo de 50°C tras el transporte calorífico efectuado por gases carbonados de, al menos 240°C, a través del banco de tuberías diseñado, lo que evidenció una reducción tangible de costos operativos relativos a la compra de diésel 2 y disminución de la huella de carbono asociada a los gases productos de la quema de combustibles.
- Se calculó la superficie de transporte calorífico a través del Método de Diferencia Logarítmica de Temperatura (LMTD) para dimensionar la estructura final del banco de tuberías. Se resolvió que 0.7473 m² dispuestos a través de 28 tubos de 45 centímetros con una configuración rectangular de 7 filas y 4 columnas permitió la transferencia de calor suficiente para que un volumen fijo de agua, a una tasa de recirculación de 0.5 kg/s, se recalentara siempre que el quemador permaneciera encendido, recuperando gran parte de la tasa de 10.71 kJ/s de calor emitidos por los gases.
- Se ilustró el nuevo sistema de precalentamiento de agua de alimentación en AutoCAD Plant 3D para la elaboración de diagramas isométricos que contengan la información necesaria de las dimensiones para una eventual instalación. El diagrama isométrico

incluye las medidas, material y cédula de la tubería, mediciones de la coraza externa del economizador, y los puntos estratégicos para instalar los sensores que permitan automatizar el sistema, para lo que también se planteó un P&ID que propone el funcionamiento controlado del sistema de economizador.

- Se evaluó la rentabilidad de instalación de este sistema bajo circunstancias realistas a través de un análisis costo-inversión. El desglose del funcionamiento del caldero, desde un comportamiento ajustado a la demanda de vapor a un comportamiento estándar basado en datos experimentales, indican que a una razón de carga de agua calentada de 223 kg/h y 50°C de temperatura genera una disminución en el consumo de diésel de 0.18 galones por cada hora. Bajo circunstancias y demanda de vapor a escala piloto, este ahorro de combustible implica beneficios económicos de hasta 82.08 dólares anuales con un retorno de inversión de 21 años, lo que no alcanza a justificar la inversión en la construcción del equipo. No obstante, en otras circunstancias orientadas a plantas pequeñas que hacen uso de vapor de baja presión durante 4 horas al día generan beneficios económicos de 328.32 dólares anuales, justificando un retorno de inversión en menos de 6 años. Este ejercicio explica la facilidad en la escalabilidad de este sistema de recuperación energética, garantizando ingentes beneficios en plantas de producción industrial.

4.2. Recomendaciones

Después de haber completado las actividades mencionadas en la propuesta se da paso a sugerencias a tomar en consideración para trabajos académicos que giran en torno a la misma temática, además de recomendaciones para propuestas de mejora de los resultados alcanzados.

- Se recomienda escalar el análisis ejecutado en este caso a plantas industriales con calderas de funcionamiento continuo, donde resulte más rentable efectuar diseños de dispositivos de recuperación energética.
- Dado que los resultados de rentabilidad no fueron los esperados para el caso analizado, siempre existe la posibilidad de hallar financiamiento externo para reducir porcentajes importantes de la inversión inicial. De cierta forma, el sentido del proyecto busca unirse a la tendencia de sostenibilidad industrial, por lo que programas estatales o de industria privada podrían tener cierto interés.
- Se sugiere incentivar el uso del equipo en un contexto de procesos a pequeña escala para aumentar la eficiencia energética del sistema y lograr una rentabilidad sostenible a largo plazo, en caso de conservar el diseño resultante del proyecto.
- Respecto a limitaciones en la metodología, es aconsejable tener disponibilidad de sensores e instrumentos de medición analítico de temperatura, flujos de gases combustión, composición de los gases, rotámetros para flujos de agua; puesto que ciertas restricciones de estos equipos movilizaron la base del proyecto a una estimación teórica de ciertas variables.
- Se recomienda evaluar los beneficios de un economizador en múltiples aristas ambientales y económicas, en un rango mayor de resultados de flujos y temperatura de agua de alimentación.
- Para calderas a escala piloto, es aconsejable realizar el análisis para la instalación de controladores automatizados que se ajusten a los requerimientos de la problemática. Un sistema de precalentamiento de agua alcanza su máximo potencial cuando está digitalizado con sensores y controladores del proceso.

Referencias

- Aguirre, R. (2007). Intercambiadores de calor. *Academia*.
- Anti-incrustantes, A. (2019). Tratamiento de agua de calderas. *Lenntech*, 6–7.
<https://www.lenntech.es/aplicaciones/proceso/caldera/tratamiento-de-agua-de-calderas.htm>
- Aspentech. (s.f.). Aspen HYSYS Simulation Basis Guide. AspenTech.
https://aspentechsupport.blob.core.windows.net/knowledge/003465174_AspenHYSYSYSimBasisV7_3-Ref.pdf?rscd=inline%3Bfilename%3D%22AspenHYSYSYSimBasisV7_3-Ref.pdf%22&se=2025-08-31T20%3A14Z&sig=vsiyeSVgj77PYi5EHBjcFYY9vPIEFDFGyVI0NnKhsng%3D&sp=r&sr=b&st=2025-08-31T20%3A04Z&sv=2015-04-05
- Bahamondes, P. A. (2006). Aguas de alimentación de calderas. *Asociación Chilena de Seguridad (ACHS)*, 5-11.
- Barma, M. C., Saidur, R., Rahman, S. M. A., Allouhi, A., Akash, B. A., & Sait, S. M. (2017). A review on boilers energy use, energy savings, and emissions reductions. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 79).
<https://doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.187>
- Barrera, J., Ramírez León, S. A., Pérez Trujillo, J. A., Sánchez Ángeles, E., & Cruz Álvarez, A. (2021). Mecanismos de transferencia de calor. *TEPEXI Boletín Científico de La Escuela Superior Tepeji Del Río*, 8(16).
<https://doi.org/10.29057/estr.v8i16.6401>
- Boiler Planning. (s.f.). *Combustibles*. Boiler Planning. <https://www.boiler-planning.com/es/herramientas/combustible>
- Cengel, Y., & Ghajar, A. (2011). *TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA*. Fundamentos y aplicaciones. Cuarta edición. McGraw Hill: México DF.
- Guiot Melo, J. P., & Ramos Rojas, D. L. (2018). Diseño de un economizador para una caldera de 500BHP
- Huallpachoque, R. C. C. (2017). Ahorro de energía primaria mediante precalentamiento del aire y agua en una unidad de generación de vapor. *INGnosis*, 3(2), 365-375.

- Janna, W. (2015). Design of Fluid Thermal Systems, Fourth Edition. Cengage Learning: USA.
- Jiménez Borges, Reinier, Madrigal Monzón, José Alejandro, Lapido Rodríguez, Margarita Josefa, & Vidal Moya, David Armando. (2016). Method for evaluating the efficiency and environmental impact of a steam generation. *Ingeniería Energética*, 37(2), 135-143. http://scielo.sld.cu/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1815-59012016000200007&lng=es&tlng=en.
- Jouhara, H., Khordehgah, N., Almahmoud, S., Delpech, B., Chauhan, A., & Tassou, S. A. (2018). Waste heat recovery technologies and applications. In *Thermal Science and Engineering Progress* (Vol. 6). <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2018.04.017>
- Martínez Huertas, D. F. (2017). Diseño de software para intercambiadores de calor de coraza y tubos con cinco sustancias diferentes.
- Martínez-García, F. M., Molina García, A., Alarcón, M., Gómez de León, F. C., & Sánchez Robles, J. (2025). Implementation of digitalization technologies for optimizing energy efficiency and thermal management in steam industrial processes. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 217, 115783. <https://doi.org/10.1016/J.RSER.2025.115783>
- Maxxtec, E. (2014). MAXXTEC GmbH. Sinsheim.[Google Scholar].
- Ministerio de Energía y Recursos Naturales No Renovables. (2023). *Factor de emisión de CO2 para combustibles en Ecuador* [Informe]. <https://www.rekursosyenergia.gob.ec/wp-content/uploads/2023/08/wp-1692720103183.pdf>
- Mojica-Cabeza, C. D., García-Sánchez, C. E., Silva-Rodríguez, R., & García-Sánchez, L. (2021). A review of the different boiler efficiency calculation and modeling methodologies. *Informador Técnico*, 86(1), 53–77. <https://doi.org/10.23850/22565035.3697>
- Musleh, O. (2024). Analysis of energy losses in a steam boiler system: Determining efficiency of an industrial boiler system.
- Patricio Ancota, W. R. (2019). Reemplazo del combustible diésel B5 por gas natural de una caldera acuotubular de 700HP a fin de mejorar la eficiencia térmica.
- Ribeiro, D. (2014) Calor, *Rev. Ciência Elem.*, V2(01):121. Doi.org/10.24927/rce2014.121

- Span, R. (s.f.). Thermophysical Properties of Matter. Peace Software. Recuperado el [20 de julio de 2025], de https://www.peacesoftware.de/einigewerte/einigewerte_e.html
- Tang, W., Feng, H., Chen, L., Xie, Z., & Shi, J. (2021). Constructal design for a boiler economizer. *Energy*, 223. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.120013>
- TLV – A Steam Specialist Company. (s. f.). *Calculator: Boiler Efficiency*. TLV ToolBox. Recuperado el 14 de agosto de 2025, de <https://toolbox.tlv.com/global/TI/calculator/boiler-efficiency.html?advanced=off>
- Zaimi Saad, M. (2025, marzo 17). *The Misconception of Enhancing Boiler Efficiency Using an Economizer*. LinkedIn. <https://www.linkedin.com/pulse/misconception-enhancing-boiler-efficiency-using-economizer-saad-j9bvc/>
- A. Zukauskas y R. Ulinskas. (1985). Efficiency Parameters for Heat Transfer in Tube Banks. *Heat Transfer Engineering*, 2, 19-25.

APÉNDICES

Apéndice A. Dimensiones de tubos en términos de BWG

Figura A1. Referencia de tubos de acuerdo a Birmingham Wire Gauge (BWG)

TABLE 9.1. *Physical dimensions of condenser tubes in terms of BWG.*
(From Process Heat Transfer by D. Q. Kern, McGraw-Hill Book Co., 1950, p. 843.)

Tube OD		BWG	Tube ID	
inches	cm		inches	cm
3/4	1.91	10	0.482	1.22
		11	0.510	1.29
		12	0.532	1.35
		13	0.560	1.42
		14	0.584	1.48
		15	0.606	1.54
		16	0.620	1.57
		17	0.634	1.61
		18	0.652	1.66
1	2.54	8	0.670	1.70
		9	0.704	1.79
		10	0.732	1.86
		11	0.760	1.93
		12	0.782	1.99
		13	0.810	2.06
		14	0.834	2.12
		15	0.856	2.17
		16	0.870	2.21
		17	0.884	2.25
		18	0.902	2.29

Fuente: (Janna, 2015)

Apéndice B. Datos experimentales de funcionamiento de caldero

Tabla B1. Datos experimentales de sistema caldero-intercambiador de calor

Tiempo	Presión op. (psi)	Presión bomba TK agua (psi)	Presión distribuidor (psi)	Temp. Distribuidor (°C)	Altura TK Diesel (cm)	Quemador ON/OFF
Etapas de generación continua de vapor						
0	4	0	0	30	36	ON
5	14	0	0	30	36	ON
10	18	0	0	30	35	ON
15	24	0	0	30	34	ON
20	37	0	0	30	33.5	ON
25	58	0	0	30	33	ON
30	78	0	0	30	32.8	ON
35	82	0	0	30	32.8	OFF
Etapas de Uso de Vapor						
0	70	0	50	100	32	OFF
5	65	0	62	150	32	OFF
10	61	0	56	149	31.8	ON
15	70	0	64	150	31.4	OFF
20	60	0	57	147	31.2	ON
22	76	0	71	154	31.2	OFF
25	68	0	60	150	31.2	OFF
30	59	0	54	145	31	ON
34	76	0	71	154	31	OFF
35	64	70	57	147	31	OFF

Tabla B2. Datos experimentales de sistema caldero-evaporador

Tiempo (min)	Presión op. (psi)	Presión bomba TK agua (psi)	Altura TK Diesel (cm)	Consumo acumulado diésel (L)	Quemador ON/OFF	Temp. Gases (°C)
Etapas de generación continua de vapor						
0	5	0	29.5	0.00	ON	
5	13	0	29.4	0.21	ON	250.283
10	17	0	28.5	2.08	ON	304.98
15	23	0	28	3.11	ON	299.467
20	34	0	27.2	4.77	ON	304.98
25	54	0	27	5.19	ON	310.504
29	78	0	26.4	6.43	OFF	307.741
30	80	0	26.4	6.43	OFF	220.602
35	82	0	26.4	6.43	OFF	154.157
40	80	0	26.4	6.43	OFF	135.796

Etapa de generación discontinua de vapor						
43	68	0	26.4	6.43	OFF	130.569
45	65	0	26	7.26	ON	282.986
47	76	0	25.9	7.47	OFF	285.227
50	75	0	25.9	7.47	OFF	154.157
55	66	0	25.9	7.47	OFF	138.412
57	60	0	25.5	8.30	ON	133.181
60	71	0	25.3	8.72	ON	293.964
61	76	0	25.2	8.92	OFF	288.47
65	64	0	25	9.34	OFF	151.528
67	60	0	25	9.34	ON	183.223
70	72	70	25	9.34	OFF	285.227
75	56	0	24.8	9.76	ON	154.157
80	73	0	24.1	11.21	ON	304.98
81	70	70	24.1	11.21	OFF	307.741
85	67	0	24.1	11.21	OFF	159.422
90	63	0	24.1	11.21	OFF	138.412

Tabla B3. Datos experimentales de sistema caldero-evaporador al vacío

Tiempo (min)	Presion op. (psi)	Presión bomba TK agua (psi)	Altura Diesel (cm)	Consumo acumulado Diesel (L)	Quem ON/OFF
Etapa de generación continua de vapor					
0	5	0		0.00	ON
5	12	0	10.1	0.00	ON
10	14	0	9.3	1.66	ON
15	16	0	8.9	2.49	ON
20	25	0	8.4	3.53	ON
25	42	0	7.7	4.98	ON
30	72	0	7.1	6.23	ON
31	79	0	7.1	6.23	OFF
Etapa de generación intermitente de vapor					
34	70	0	7.1	6.23	OFF
40	62	0	7.1	6.23	OFF
45	60	0	7.1	6.23	OFF
46	60	0	7	6.43	ON
49	76	0	6.8	6.85	OFF
55	74	0	6.8	6.85	OFF
60	72	0	6.8	6.85	OFF
65	69	0	6.8	6.85	OFF
70	67	0	6.8	6.85	OFF
74	61	0	6.8	6.85	ON
79	76	0	6.4	7.68	OFF

83	60	0	6.2	8.09	ON
88	76	0	5.8	8.92	OFF
90	74	72	5.8	8.92	OFF
95	66	0	5.8	8.92	OFF
97	64	0	5.8	8.92	OFF
100	60	0	5.8	8.92	ON
105	75	0	5.6	9.34	OFF
106	73	72	5.6	9.34	OFF
109	73	0	5.5	9.55	OFF
112	60	0	5.4	9.76	ON
120	76	0	5.2	10.17	OFF
123	72	76	5.2	10.17	OFF
125	64	0	5.2	10.17	OFF
128	60	76	5	10.59	ON
132	63	78	4.8	11.00	OFF
136	73	72	4.4	11.83	OFF
137	66	0	4.3	12.04	OFF
140	60	74	4	12.66	ON
142	74	0	3.8	13.08	OFF
150	76	0	3.8	13.08	OFF
155	72	0	3.7	13.28	OFF

Apéndice C. Propiedades de los Fluidos y Cálculos para Diseño de Economizador

Agua de alimentación

Tabla C1. Propiedades del agua de alimentación a temperatura promedio

Flujo másico (kg/s)	0.5
Temperatura promedio (°C)	29.44
Densidad (kg/m ³)	992.58
Calor específico (kJ/kg)	4.18
Conductividad Térmica (W/m·C)	0.6146
Viscosidad dinámica (Pa-s)	0.00080676
Viscosidad cinemática (m ² /s)	8.1015E-07
Número de Prandtl	5.49218417

Fuente: (Y. Cengel y A. Ghajar, 2011)

Gases de combustión

Tabla C2. Propiedades de gases de combustión a temperatura promedio

Flujo másico (kg/s)	0.0362903
Viscosidad Dinámica (Pa-s)	2.326E-05
Densidad (kg/m ³)	0.7506304
Calor Específico (kJ/kg)	1.1128001
Conductividad Térmica(W/m-C)	0.0350635
Número Prandtl a Tpromedio	0.7381731
Viscosidad Cinemática (m ² /s)	3.099E-05
Número de Prandtl a Ts	0.7411679

Fuente: Engineering Calculator

Tabla C3. Información de tubos y coraza

Información de tubería de aluminio	
Diametro Exterior (cm)	1.91
Diámetro Interior (cm)	1.22
Longitud (cm)	45
ST(cm)	5.73
SL(cm)	5.73
N	4
Información de coraza	
L (cm)	45
B (cm)	21
Diámetro de chimenea (cm)	20

Cálculos

Tasa de transferencia de calor

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot C p_c \cdot (T_{c2} - T_{c1})$$
$$\dot{Q} = 0.5 \cdot (4.18) \cdot (31.88 - 27) = 10.21 \text{ kJ/s}$$

$$S = \frac{(31.88 - 27)}{(305 - 27)} = 0.01757$$

$$R = \frac{(4.18)(0.5)}{(1.1228)(0.036)} = 51.753$$

$$F = 0.9741$$

$$\text{LMTD} = \frac{(305 - 31.88) - (80 - 27)}{\ln \left[\frac{305 - 31.88}{80 - 27} \right]} = 134.25^\circ\text{C}$$

Áreas Transversales

$$A_{tubo} = \pi \cdot \frac{ID_t^2}{4}$$
$$A_{tubo} = \pi \cdot \frac{(0.0122)^2}{4} = 0.0001169 \text{ m}^2$$

$$A_{coraza} = L \cdot B$$
$$A_{coraza} = (0.45) \cdot (0.21) = 0.0945 \text{ m}^2$$

Cálculo de velocidades

$$\dot{m}'_c = \frac{\dot{m}_c}{N}$$
$$\dot{m}'_c = \frac{0.5}{4} = 0.125 \text{ kg/s}$$
$$V_{tubo} = \frac{\dot{m}'_c}{\rho \cdot A_{tubo}}$$
$$V_{tubo} = \frac{(0.125)}{(992.58)(0.0001169)} = 1.077 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$V_{gas} = \frac{m_h}{\rho_{gas} \cdot A_{coraza}}$$

$$V_{gas} = \frac{0.03629}{0.0945 \cdot 0,7506} = 0.5116 \frac{m}{s}$$

$$V_{gasmax} = \frac{S_t}{(S_t - OD_t)} \cdot V_{gas}$$

$$V_{gasmax} = \frac{5.73}{(5.73 - 1.91)} \cdot 0.5116 = 0.767 \frac{m}{s}$$

Cálculo de Número de Reynolds

$$Re_{tubo} = \frac{V_{tubo} \cdot ID_t}{\nu}$$

$$Re_{tubo} = \frac{(1.077) \cdot (0.0122)}{(8.10E - 07)} = 16223$$

$$D_H = \frac{4A_{coraza}}{(2L + 2B)}$$

$$D_H = \frac{4 \cdot 0,0945}{(2 \cdot 0.45 + 2 \cdot 0.21)} = 0.2863 \text{ m}$$

$$Re_{gas} = \frac{V_{maxgas} \cdot DH}{\nu}$$

$$Re_{gas} = \frac{(0.767)(0.2863)}{3.099E - 05} = 7092$$

Cálculo de coeficientes de convección

$$Nu = \frac{h_i ID_t}{k_f} = 0.023 \cdot Re_{tubo}^{0.8} \cdot Pr^n$$

n : 0.4 si el fluido está siendo calentado, o 0.3 si el fluido está siendo enfriado.

Cumpliendo con los siguientes parámetros:

$$Re_{tubo} > 10000$$

$$0.7 < Pr < 160$$

$$L/D > 60$$

$$Nu = 0.023 \cdot (16223)^{0.8} \cdot (5,492)^{0.4} = 106.10$$

$$Nu_D = \frac{h_o ID_t}{k_f} = 0.27 \cdot Re_D^{0.63} \cdot Pr^{0.36} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.25}$$

Cumpliendo con los siguientes parámetros:

$$1000 < Re_D < 200000$$

$$0.7 < Pr < 500$$

$$N < 16$$

$$Nu_D = 0.27 \cdot (7092)^{0.63} (0.738^{0.36}) \cdot \left(\frac{0.738}{0.7411} \right)^{0.25} = 64.48$$

$$Nu_{D\text{corregido}} = Nu_D \cdot F$$

$$Nu_{D\text{corregido}} = 64.48 \cdot 0.9 = 58.035$$

Cálculo de coeficientes de película

$$h_i = \frac{Nu_{tubo} \cdot k_f}{ID_t}$$

$$h_i = \frac{106.10 \cdot 0.6146}{0.0122} = 5345.177 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_t = \frac{h_i \cdot ID_t}{OD_t}$$

$$h_t = \frac{5345,177 \cdot 0.0122}{0.0191} = 3414.2 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$h_o = \frac{Nu_s \cdot k_f}{OD_t}$$

$$h_o = \frac{58.035 \cdot 0.035}{0.0191} = 104.46 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_t} + \frac{1}{h_o}$$

$$U_o = \frac{(3414.2)(104.46)}{104.46 + 3414.2} = 104.46 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Dimensionamiento

$$Ao = \frac{q}{U_o F(LMTD)}$$

$$Ao = \frac{(10.71)(1000)}{104.46 \cdot 0.9741 \cdot 134.25} = 0.747 m^2$$

$$A_o = N \cdot M \cdot \pi \cdot OD_t \cdot L$$

$$M = \frac{0.747}{4 \cdot \pi \cdot 0.0191 \cdot 0.45} = 6.919 \approx 7$$

$$N_{TOTAL} = 4 \cdot 7 = 28 \text{ tubos de } 45 \text{ cm}$$

Caída de presión

Línea de 4m de tubo de acero comercial 1'' Cédula 40

Flujo (kg/s)	0.5
Densidad (kg/m ³)	996.52
Caudal (m ³ /s)	5.02E-04
Área (m ²)	0.000557389
Velocidad (m/s)	0.900172337
Gravedad (m/s ²)	9.81
Viscosidad cin (m ² /s)	8.54E-07
Re	28080.3174
e	0.000046

Factor fricción	0.023856397
-----------------	-------------

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g}$$

$$h_f = (0.0239) \cdot \frac{(4)(0.900)}{2(9.81)} = 0.1479 \text{ m}$$

$$\Delta P = h_f \cdot g \cdot \rho$$

$$\Delta P = (0.1479) \cdot (9.81) \cdot (996.52) = 1446 \text{ Pa} \rightarrow 0.21 \text{ psi}$$

Tuberías internas del economizador de 10 BWG (3/4'')

L (m)	3.15
Sumatoria K	5.77
Velocidad (m/s)	1.077295759
Diámetro interno (m)	0.0122
Q (m³/s)	0.000125437
F	0.027660861
e/d	0.002408377
Diámetro externo (m)	0.0191
K (Doble de 90°)	0.4
K (Doble de 180° x6)	0.8
d/D	0.457957958
K contracción	0.35
K expansión	0.62

$$\Delta P = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum K \right) \cdot \frac{\rho v^2}{2}$$

$$\Delta P = \left(0.027660 \cdot \frac{3.15}{0.0122} + 5.77 \right) \cdot \frac{996.52 \cdot (1.0773)^2}{2} = 7466.55 \text{ Pa} \rightarrow 1.082 \text{ psi}$$

Línea de retorno de 1'' Cédula 40

K	4,5
L	2
f	0.023856397
D	0.02664

$$\Delta P = \left(0.0238 \cdot \frac{2}{0.0266} + 4.5 \right) \cdot \frac{996.52 \cdot (0.90)^2}{2} = 2540 \text{ Pa} \rightarrow 0.3683 \text{ psi}$$

$$\Delta P_{TOTAL \text{ Tubos}} = 1.66 \text{ psi}$$

Caída de presión de gases de combustión

$$\Delta P = N_L f X \frac{\rho V_{\max}^2}{2}$$

$$\Delta P = (4)(0.18)(1) \cdot \frac{(2.33E^{-5}) \cdot (0.767)^2}{2} = 0.16 \text{ Pa} \rightarrow 2.31E^{-5} \text{ psi}$$

Apéndice D. Resultados de validación del simulador

Figura D1. Flujograma y principales variables de entrada y salida.

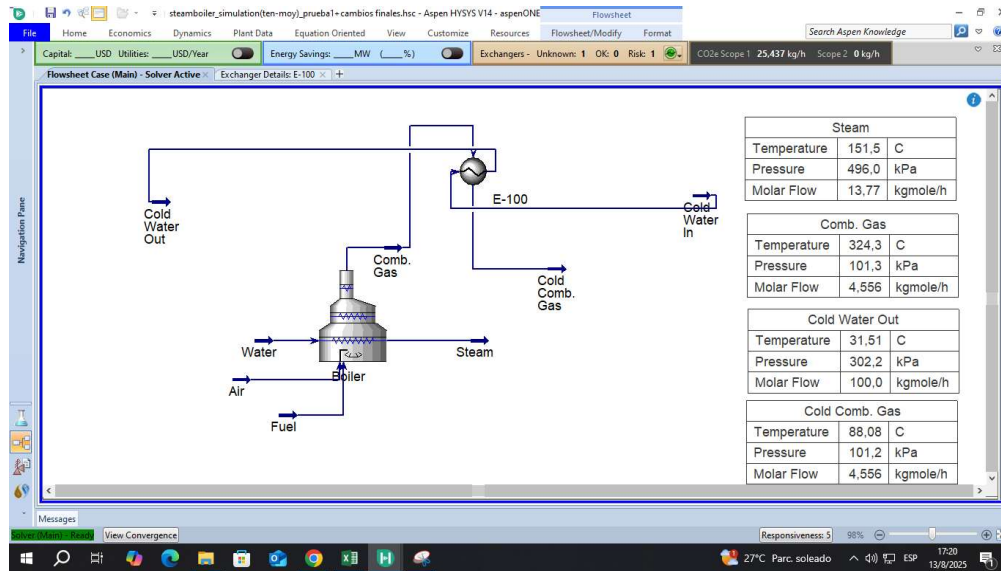


Figura D2. Resultados del bloque simulado de caldera

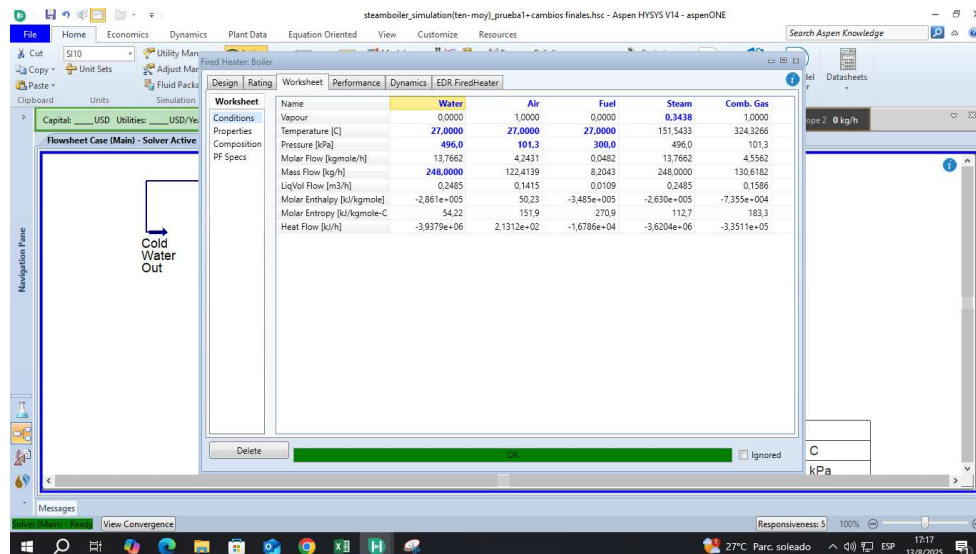


Figura D3. Resultados del bloque simulado de intercambiador de calor

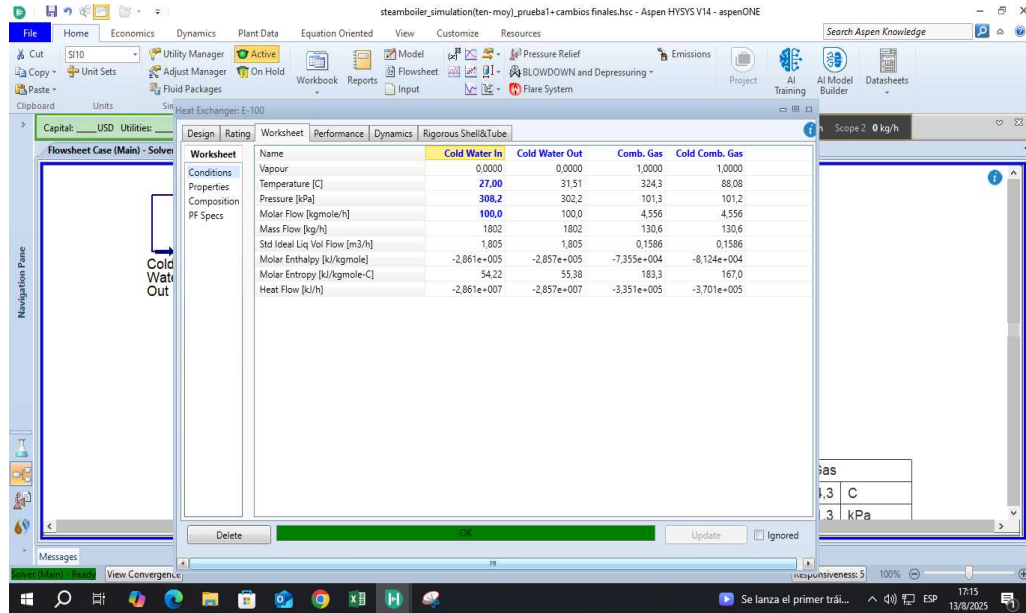
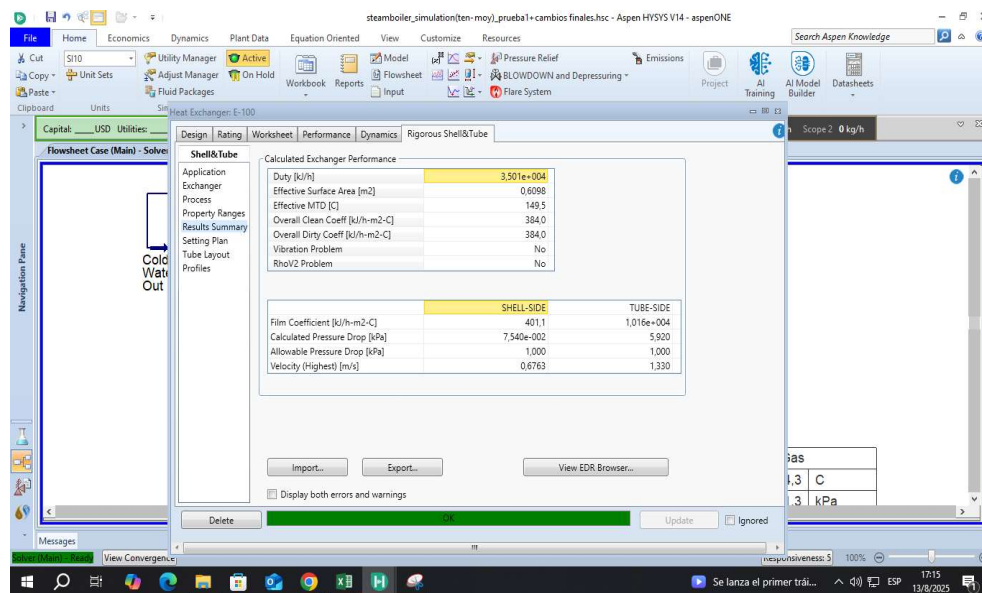
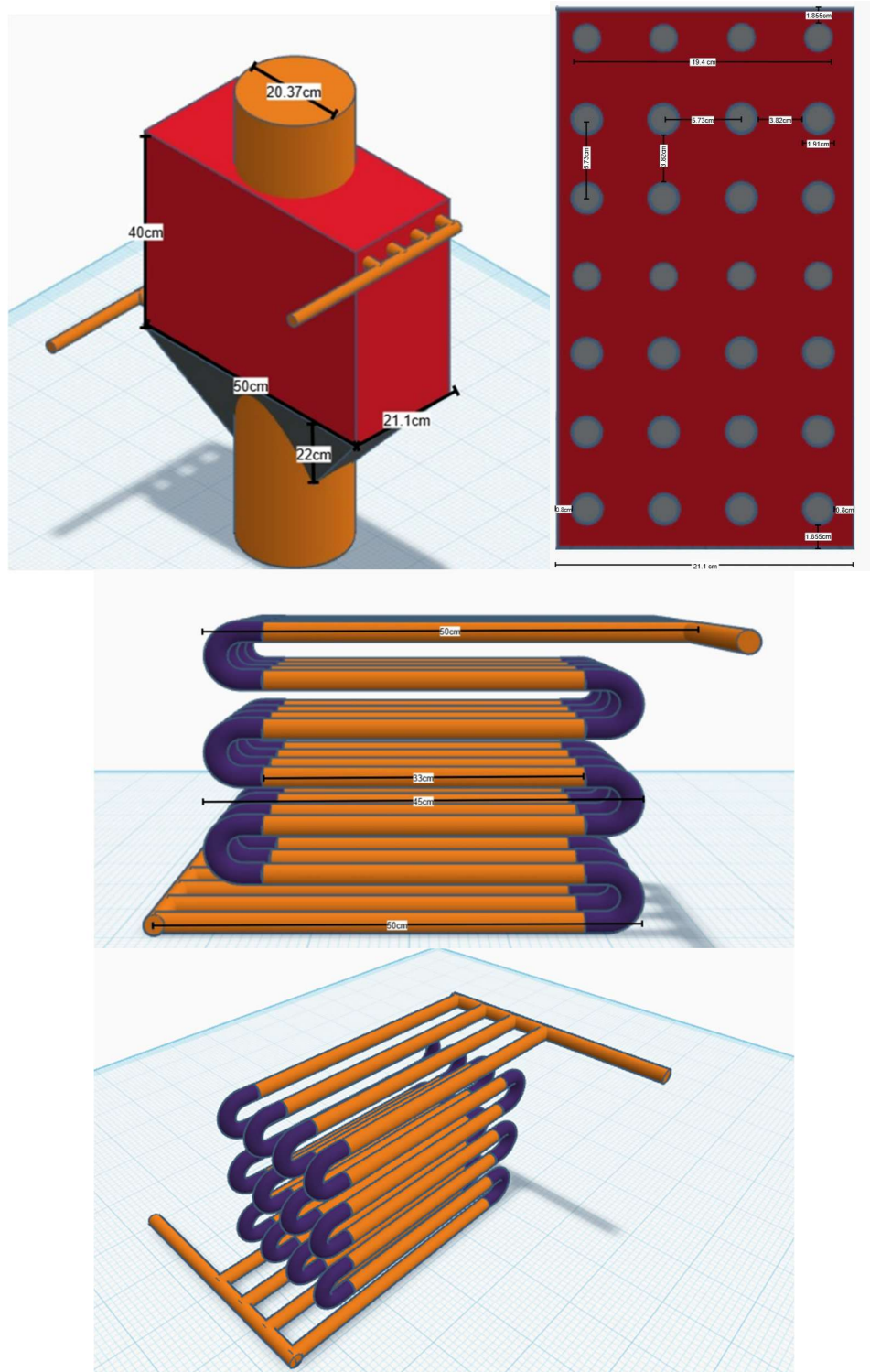


Figura D4. Principales resultados de propiedades termodinámicas de economizador



Apéndice E. Bosquejo preliminar de coraza y banco de tuberías de economizador

Figura E1. Estructura y medidas de economizador para su costeo



Apéndice F. Cotización de diseño final de economizador

Figura F1. Proforma de MECINTEC S.A. para cotización de intercambiador de calor



Cotización intercambiador de calor

Carcaza interior 40x50cm	cant 2	58
Carcaza interior 21x50cm	cant 2	43
Carcaza exterior 50x60cm	cant 2	101
Carcaza exterior 31x60cm	cant 2	50
Aislante térmico 50x120cm	cant 1	70
Tubo aluminio 20x1000	cant 14	280
Tubo aluminio 80x72	cant 2	163
Tubo salida de escape 20cm	cant 1	70
Matriz para doblado	cant 2	90
Bridas	cant 2	60
Pintura	cant 1	40
Seguros	cant 4	20
Bomba centrífuga Pedrollo	cant 1	75
Mano de obra		700
Total		1820

Apéndice G. Modelado 3D y layout isométrico.

Figura G1. Vista frontal de sistema de economizador instalado en caldera.

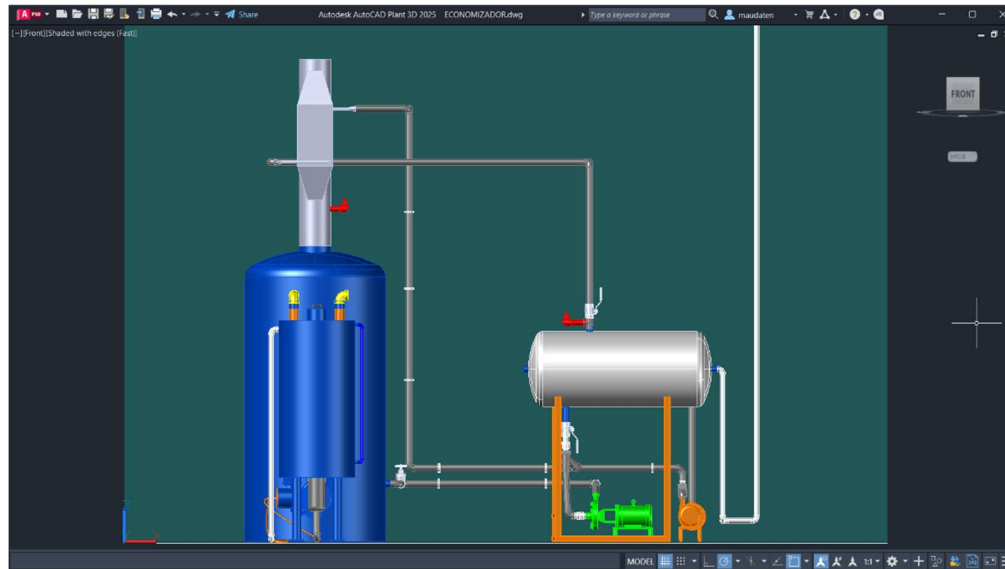


Figura G2. Vista lateral derecha de sistema de economizador instalado en caldera.

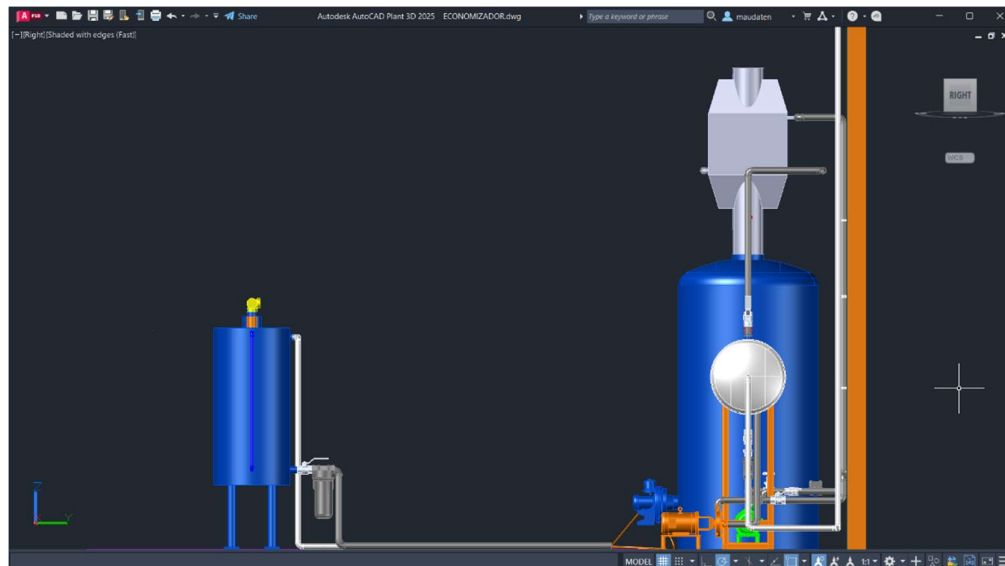


Figura G3. Vista lateral izquierda de sistema de economizador instalado en caldera.

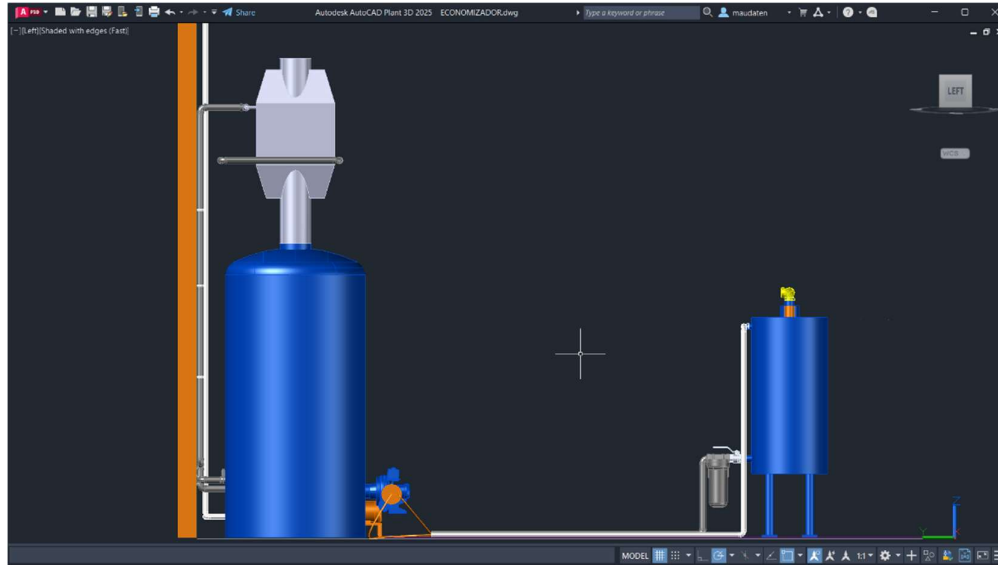


Figura G4. Vista superior de sistema de economizador instalado en caldera.

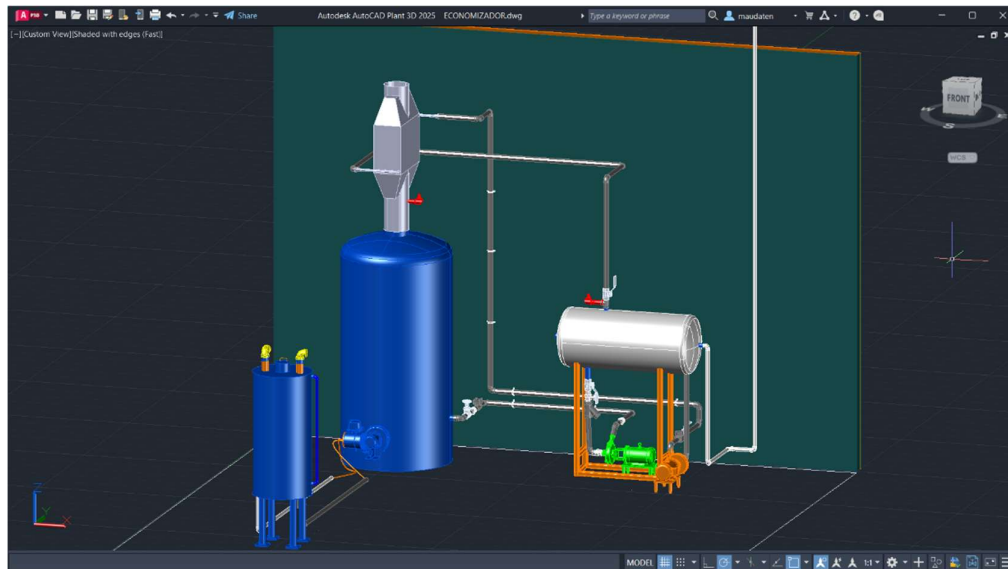


Figura G5. Vista isométrica de sistema de economizador en solitario.

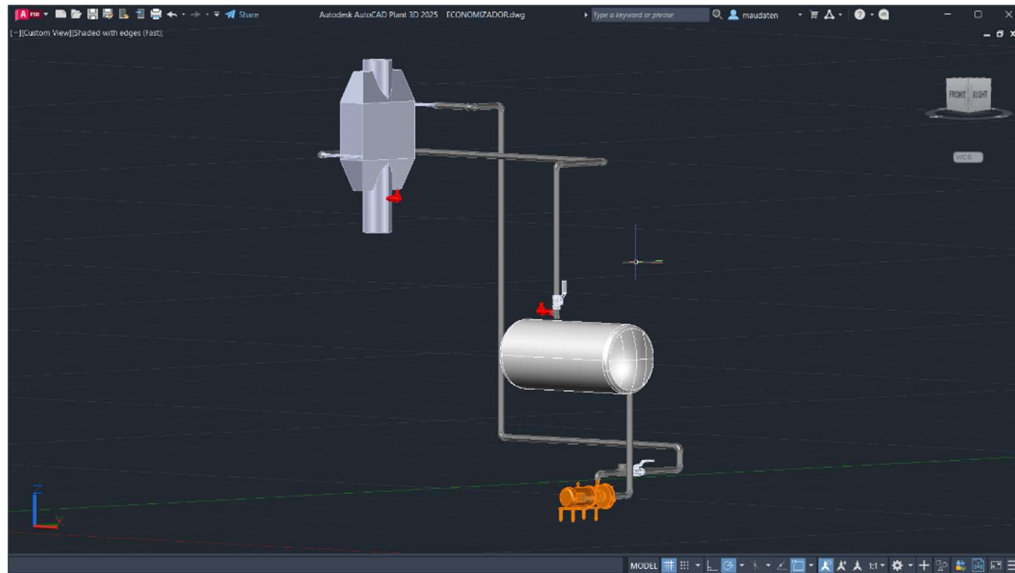


Figura G6. Vista frontal de sistema de economizador en solitario.

