



**Escuela Superior Politécnica del Litoral**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción**

Evaluación del desempeño energético del sistema de vapor en una planta de  
balanceado mediante una auditoría energética

**TRABAJO DE TITULACIÓN**

Previo la obtención del Título de:

**(Magister en Sistemas de Energía)**

Presentado por:

Anderson Guillermo Arguello Morejon

Guayaquil - Ecuador

Año: 2025

## Dedicatoria

---

Dedico este trabajo de tesis a mis amados padres, Bolivia y Guillermo, quienes han sido mi mayor inspiración y me enseñaron con su ejemplo el valor del esfuerzo y la perseverancia para alcanzar mis metas.

Extiendo esta dedicatoria a la memoria de mi querido abuelo Carlos Arguello, quien, aunque ya no me acompaña físicamente, fue siempre una fuente de motivación y aliento constante durante mi formación académica.

De igual manera, deseo expresar un especial reconocimiento a mis tías Lucy, Libia y Lina, por su apoyo incondicional y por inculcarme la importancia de la responsabilidad y la determinación al momento de tomar decisiones.

Finalmente, dedico este logro a mis hermanos, quienes han sido parte esencial de mi crecimiento personal y profesional, acompañándome con su cariño y apoyo a lo largo de todo este camino.

## Agradecimientos

---

Primero, deseo expresar mi profundo agradecimiento a DIOS por permitirme alcanzar este logro, en segundo lugar, quiero extender mi sincero agradecimiento a mi familia por su apoyo incondicional y su contribución a mi formación profesional, en tercer lugar, deseo reconocer y agradecer a nuestro tutor de tesis, el Ingeniero Ernesto Martínez, por ser nuestros guías y mentores en el desarrollo de este proyecto

## Declaración Expresa

---

Yo Anderson Guillermo Arguello Morejon acuerdo y reconozco 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 mí/nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que me/nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de mi/nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique al autor 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, 31 de marzo del 2026.

Ing. Anderson Arguello

## **Evaluadores**

---

**Dr. Juan Peralta**

Profesor de Materia

---

**Msc. Ernesto Martinez**

Tutor de proyecto

## Resumen

El presente trabajo evalúa el desempeño energético del sistema de vapor de una planta de producción de balanceado, con el objetivo de identificar las causas del déficit de vapor existente y proponer medidas orientadas a optimizar el uso de la energía térmica. El estudio se justifica en la necesidad de suplir la demanda de vapor y mejorar la sostenibilidad del proceso productivo. La investigación se desarrolló mediante una auditoría energética aplicada al sistema de generación, distribución, consumo de vapor. Para ello, se emplearon instrumentos como un analizador de gases, una cámara termográfica y un analizador ultrasónico de trampas de vapor, complementados con datos operativos y de producción, los resultados mostraron que la demanda total de vapor (1 689.21 BHP) supera en un 15.6 % la capacidad de generación instalada, debido principalmente al sobreconsumo de las secadoras con trampas sobredimensionadas y, en menor medida, a fugas en trampas de condensado, las cuales representan pérdidas económicas aproximadas de 438,670.82 USD anuales. Por lo tanto, se concluye que ambos factores son las principales causas del déficit de vapor; entonces, el enfoque de mejora debe centrarse en eliminar la fugas, incrementar la capacidad de generación, o convertir las secadoras en equipos independientes de vapor, además de eliminar las fugas existentes.

**Palabras Clave:** eficiencia térmica, generación instalada, sobreconsumo, capacidad de generación

## **Abstract**

This study evaluates the energy performance of the steam system in a feed production plant, with the objective of identifying the causes of the existing steam deficit and proposing measures aimed at optimizing the use of thermal energy. The study is justified by the need to meet steam demand and improve the sustainability of the production process, the research was conducted through an energy audit applied to the steam generation, distribution, and consumption systems. Instruments such as a flue gas analyzer, a thermographic camera, and an ultrasonic steam trap analyzer were used, complemented by operational and production data. The results showed that the total steam demand (1,689.21 BHP) exceeds the installed generation capacity by 15.6%, mainly due to excessive consumption in the dryers caused by oversized steam traps, and to a lesser extent, leaks in condensate traps, which represent estimated economic losses of approximately USD 438,670.82 per year. Therefore, it is concluded that both factors are the main causes of the steam deficit. Consequently, improvement efforts should focus on eliminating leaks, increasing generation capacity, or converting dryers into independent steam systems, in addition to correcting the existing losses.

**Keywords:** thermal efficiency, installed capacity, overconsumption, generation capacity.

## Índice general

Evaluadores .....	V
Resumen .....	I
Abstract .....	II
Índice general .....	III
Abreviaturas .....	V
Simbología .....	VI
Índice de figuras .....	VIII
Índice de tablas .....	VIII
ÍNDICE DE PLANOS .....	X
1    Capítulo 1 .....	1
1.1    Introducción .....	2
1.2    Descripción del Problema .....	3
1.3    Justificación del Problema .....	4
1.4    Objetivos .....	6
1.4.1  Objetivo general .....	6
1.4.2  Objetivos específicos .....	6
1.5    Marco teórico .....	7
1.5.1    Vapor como fuente de energía industrial .....	7
1.5.2    Combustión en calderas industriales .....	8
1.5.3    Poderes caloríficos del combustible .....	10
1.5.4    Combustibles líquidos y gaseosos .....	11
1.5.5    Generación de vapor .....	13
1.5.6    Distribución de vapor .....	17
1.5.7    Consumo vapor y retorno de condensado .....	21
Capítulo 2 .....	25
2    Metodología. ....	26
2.1    Flujograma .....	27

2.2	Levantamiento de información .....	27
2.3	Generación .....	29
2.3.1	Cálculo de potencia térmica .....	29
2.3.2	Cálculo de eficiencia de caldera .....	31
2.4	Evaluación del sistema de distribución .....	33
2.4.1	Inspección visual preliminar .....	34
2.4.2	Evaluación termográfica.....	34
2.4.3	Detección de fugas y diagnóstico de trampas de vapor.....	35
2.4.4	Interpretación de diagnósticos del analizador.....	36
2.5	Consumo y retorno de condensado.....	37
2.6	Cálculo de impacto económico de pérdidas.....	40
2.6.1	Costo de pérdidas en la caldera por baja eficiencia .....	40
2.6.2	Costo de vapor vivo perdido por fugas en las trampas.....	41
Capítulo 3	.....	42
3	Resultados y análisis.....	43
3.1	Levantamiento de información .....	43
3.2	Generación de vapor.....	46
3.2.1	Potencia entregada por el quemador .....	46
3.2.2	Eficiencia de calderas y análisis de gases .....	47
3.3	Sistema de distribución de vapor .....	49
3.3.1	Inspección visual y termográfica .....	49
3.4	Consumo y retorno de condensado.....	50
Capítulo 4	.....	63
4.1	Conclusiones y recomendaciones .....	64
4.1.1	<i>Conclusiones</i> .....	64
4.1.2	<i>Recomendaciones</i> .....	65
Referencias	.....	67

## Abreviaturas

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
GLP	Gas Licuado de Petróleo
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ISO	Internacional Organization for Standardization
FIMCP	Facultad de Ingeniería Mecánica y Ciencias de la Producción.
BHP	Boiler Horsepower
FAO	Food and Agriculture Organization
PCI	Poder calorífico inferior
PCS	Poder calorífico Superior
DDC	Differential Diameter Conditioner

## Simbología

$C_xH_y$ :	Hidrocarburo
$O_2$ :	Oxígeno molecular
$CO_2$	Dióxido de carbono
$H_2O$	Agua
$A_{real}$	Es la cantidad de aire suministrado en la combustión
$A_{esteq}$	Cantidad de aire teóricamente necesaria para la combustión completa
$\dot{Q}_{comb}$	Potencia térmica del combustible
$\dot{m}_{comb}$	Flujo masico de combustible
$PCI$	Poder calorífico inferior del combustible
$\eta_{cal}$	Eficiencia térmica de la caldera
$\dot{Q}_{vapor}$	Potencia térmica útil del vapor generado expresado como (BHP)
$\dot{m}_{vapor}$	Flujo masico de vapor
$h_{salida}$	Entalpia del vapor saturado de salida de la caldera
$h_{entrada}$	Entalpia de agua de alimentación a la caldera
$Ahorro_{comb}$	Ahorro de combustible en unidades de potencia.
$\eta_{ref}$	Eficiencia de referencia para calderas pirotubulares
$\eta_{real}$	Eficiencia real obtenida con el analizador de gases
$\dot{m}_v\ perd$	Flujo masico de vapor perdido por fuga en la trampa
$\dot{m}_c\ nominal$	Capacidad de la trampa

$\dot{Q}_{cal-t}$	Potencia de caldera en BHP
$\dot{m}_{v\ perd}$	Flujo masico de vapor vivo perdido en las trampas
$Ahorro_{cal}$	Ahorro anual en USD por mejora de eficiencia de calderas
$C_{comb}$	Costo del combustible (otorgado por el cliente)
$H_{func}$	Horas anuales de funcionamiento de la caldera
$Ahorro_{trampas}$	Ahorro anual por perdidas de vapor en fuga de trampas en USD

## Índice de figuras

Figura 1.1 .....	13
Figura 1.2: .....	20
Figura 1.3 .....	22
Figura 1.4 .....	24
Figura 2.1: .....	27
Figura 2.2: .....	32
Figura 2.3: .....	35
Figura 2.4: .....	36
Figura 2.5: .....	38
Figura 3.1: .....	51
Figura 3.2 .....	52
Figura 3.3: .....	53
Figura 3.4: .....	57
Figura 3.5: .....	62
Figura A.1: .....	70
Figura A.2 .....	71
Figura A.3 .....	72
Figura A.4 .....	74
Figura A.5 .....	75
Figura A.6 .....	76
Figura A.7 .....	77

## Índice de tablas

Tabla 1.1: .....	10
Tabla 1.2: .....	11
Tabla 1.3 .....	17
Tabla 1.4 .....	19
Tabla 2.1: .....	30
Tabla 2.2 .....	37
Tabla 3.1 .....	44
Tabla 3.2: .....	45
Tabla 3.3 .....	46

Tabla 3.4: .....	47
Tabla 3.5: .....	47
Tabla 3.6: .....	49
Tabla 3.7 .....	50
Tabla 3.8: .....	50
Tabla 3.9 .....	51
Tabla 3.10 .....	53
Tabla 3.11: .....	55
Tabla 3.12: .....	56
Tabla 3.13 .....	58
Tabla 3.14: .....	60
Tabla 3.15: .....	60

## ÍNDICE DE PLANOS

PLANO 1 P&D sala de calderas

PLANO 2 P&D Secadoras de vapor

# **1 Capítulo 1**

## 1.1 Introducción

En el sector industrial, el vapor representa una de las formas de energía térmica más utilizadas para procesos productivos, principalmente por su versatilidad y capacidad de transferencia de calor, es por esto que las plantas de alimentos balanceados para acuicultura lo usan para operaciones de acondicionamiento, extrusión y secado, lo que convierte a este recurso en un elemento crítico para mantener la continuidad y calidad de la producción. En este contexto, la gestión eficiente del sistema de vapor resulta fundamental para optimizar el uso de energía y reducir los costos asociados al consumo de combustible (Babcock & Wilcox Company, 2015)

Por tal motivo el presente documento se desarrollará una auditoría energética en una planta de producción de balanceado que ha venido presentando problemas de déficit de vapor, para ello, se aplicarán los criterios establecidos en la norma ISO 50002, con el propósito de identificar las causas del desequilibrio energético y determinar los factores técnicos y operativos que originan el déficit de vapor.

Según (Al Momani et al., 2023) “Diversos estudios demuestran que los sistemas de vapor industriales pueden presentar pérdidas de entre 10 % y 30 % de su energía útil debido a fugas, trampas defectuosas o deficiencias de aislamiento”. Además, investigaciones recientes sobre auditorías energéticas en plantas de alimentos y procesos térmicos han evidenciado el potencial de ahorro derivado de un control más riguroso del vapor y del mantenimiento preventivo de calderas y líneas de distribución (Puente Rivera, 2022).

En el contexto de Ecuador, la implementación de auditorías energéticas en el sector industrial ha cobrado importancia como herramienta de diagnóstico y mejora continua, especialmente en industrias que utilizan combustibles fósiles, en consecuencia, esta investigación contribuye a esa línea de acción al aplicar una metodología de auditoría energética cuantitativa enfocada en la generación, distribución y consumo de vapor.

Este estudio abarca el análisis integral del sistema de vapor de la planta de balanceado, comprendiendo las etapas de generación, distribución y consumo, el estudio se centrará en la evaluación del desempeño energético del sistema, con énfasis en la identificación de las causas que originan el déficit de vapor observado durante la operación de la planta.

Por otra parte, el alcance del proyecto se limita a la etapa de diagnóstico y análisis técnico, por lo que no incluye la ejecución de modificaciones físicas, construcción de obras o implementación de las mejoras propuestas. Los resultados obtenidos permitirán formular recomendaciones técnicas y operativas orientadas a optimizar la eficiencia del sistema de vapor y servirán como base para futuras decisiones de inversión o mantenimiento por parte de la empresa.

## **1.2 Descripción del Problema**

El presente estudio se desarrolla en una empresa dedicada a la producción de balanceado para camarón, la cual cuenta con dos plantas industriales: la primera construida en 2015 y la segunda en 2022. Ambas están equipadas con un sistema común de generación de vapor, que fue ampliado recientemente con la incorporación de una caldera de 1500 BHP para cubrir el incremento de la demanda energética lo que le permitió pasar de 100 000 toneladas de balanceado anuales a 300 000 toneladas.

Si bien el diseño original del sistema se elaboró considerando los requerimientos energéticos estimados durante la fase de ingeniería, con el tiempo se han evidenciado déficits de vapor durante las horas pico de producción, afectando la eficiencia de los procesos térmicos y la estabilidad operativa. Esta situación ha llevado a que la planta 2 opere en condiciones críticas, alcanzando únicamente alrededor del 25 % de su capacidad nominal cuando la planta 1 está trabajando a su máxima capacidad, ante esta problemática, surge la necesidad de evaluar el desempeño energético del sistema de vapor, aplicando los lineamientos de una auditoría

energética industrial, con el fin de identificar las causas del déficit y proponer medidas técnicas que optimicen su operación y eficiencia

El sistema de vapor de la planta presenta un desequilibrio entre la generación, las pérdidas y el consumo, evidenciado por caídas de presión y deficiencia en la entrega de vapor a los puntos de uso, este problema genera interrupciones operativas, sobreconsumo de combustible y menor eficiencia térmica global, la falta de información actualizada sobre las condiciones reales del sistema impide tomar decisiones técnicas adecuadas para su optimización.

### **1.3 Justificación del Problema**

El uso eficiente de la energía constituye uno de los principales desafíos del sector industrial moderno, tanto por el impacto económico asociado al consumo de combustibles fósiles como por la necesidad de reducir las emisiones y promover la sostenibilidad operativa, como es el caso de la industria de alimentos balanceados para acuicultura, el vapor es un recurso energético fundamental para los procesos de acondicionamiento, extrusión y secado; por lo tanto, cualquier ineficiencia en su generación o distribución se traduce directamente en mayores costos de producción y pérdidas de competitividad.

Además, la planta de balanceado analizada ha evidenciado un déficit progresivo en el suministro de vapor, especialmente durante los picos de producción, lo que ha afectado la estabilidad operativa de los equipos térmicos y reducido la capacidad de procesamiento, por lo que se puede deducir que entre las causas identificadas preliminarmente se encuentran ineficiencias en la distribución del vapor, derivadas del mal funcionamiento del sistema de vapor.

Desde el punto de vista académico, el estudio fortalece la aplicación de principios de gestión energética aprendidos en la Maestría en Sistemas de Energía, integrando análisis termodinámico, mediciones de campo y evaluación económica. Asimismo, los resultados

servirán como referencia para futuras investigaciones relacionadas con el desempeño energético de sistemas de vapor en la industria alimenticia ecuatoriana, donde aún existe escasa documentación técnica local.

En el ámbito de la sostenibilidad, esta investigación se alinea directamente con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) propuestos por las Naciones Unidas, contribuyendo a los siguientes:

- ODS 7: Energía asequible y no contaminante: El proyecto promueve el uso eficiente de la energía térmica y la adopción de prácticas de gestión basadas en auditorías energéticas, orientadas a reducir el consumo de combustibles fósiles y las emisiones asociadas.
- ODS 9: Industria, innovación e infraestructura: Fomenta la mejora tecnológica y la innovación en procesos industriales, mediante la aplicación de herramientas de diagnóstico y optimización energética.
- ODS 12: Producción y consumo responsables: Incentiva la gestión sostenible de los recursos energéticos dentro de la industria de alimentos, minimizando pérdidas, desperdicios y emisiones, en línea con una economía más eficiente y responsable.

En conjunto, este estudio no solo contribuye al mejoramiento del desempeño energético de la planta de balanceado, sino que también impulsa la competitividad y sostenibilidad del sector industrial ecuatoriano, demostrando que la eficiencia energética constituye una herramienta estratégica para el desarrollo productivo y ambientalmente responsable.

## **1.4 Objetivos**

### ***1.4.1 Objetivo general***

- Evaluar el desempeño energético del sistema de vapor en la planta de balanceado mediante una auditoría energética, identificando las causas del déficit y proponiendo medidas de mejora que incrementen la eficiencia.

### ***1.4.2 Objetivos específicos***

1. Determinar los principales consumidores de vapor de la planta mediante el análisis de datos operativos.
2. Analizar las pérdidas térmicas en el sistema de distribución como factor clave del déficit de vapor.
3. Evaluar la capacidad de generación de vapor actual en relación con la demanda total de la planta.

## **1.5 Marco teórico**

### **1.5.1 Vapor como fuente de energía industrial**

Según (Babcock & Wilcox Company, 2015) “El vapor es una de las formas de energía térmica más utilizadas en la industria debido a su alta capacidad de transferencia de calor, su control de temperatura estable y su versatilidad para adaptarse a distintos procesos”. Su generación se basa en la conversión de energía química del combustible en energía térmica a través de la combustión, transfiriendo calor al agua hasta alcanzar la fase de vapor saturado o sobrecalentado.

Desde el punto de vista termodinámico, el vapor se genera cuando el agua recibe una cantidad suficiente de calor para alcanzar su punto de ebullición a una presión determinada. La energía total del vapor se compone de dos partes:

- Calor sensible: que eleva la temperatura del agua hasta el punto de ebullición.
- Calor latente de vaporización: que transforma el líquido en vapor sin aumento adicional de temperatura.

Un aspecto fundamental en las plantas que utilizan vapor saturado, como es el caso de las industrias alimenticias, es que el calor aprovechado por las máquinas de proceso corresponde principalmente al calor latente de vaporización, este parámetro resulta determinante al momento de realizar los balances de energía, ya que representa la fracción de energía térmica realmente transferida al producto o al medio de calentamiento.

Por otra parte, en una caldera de vapor, la generación se produce a una presión determinada, seleccionada en función de las necesidades del proceso y de la distancia de distribución. Dado que en el vapor saturado existe una relación directa entre presión y temperatura, el control operativo se ejerce generalmente sobre la presión, mientras que la temperatura no se regula de manera independiente.

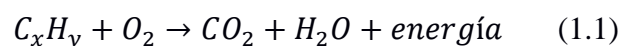
En este sentido se sabe que las propiedades del agua en sus fases varían con la presión, por lo que el comportamiento del vapor se describe mediante las tablas termodinámicas de vapor (o tablas de Mollier), donde se tabulan las propiedades específicas como:

- Presión (P)
- Temperatura (T)
- Entalpía (h)
- Entropía (s)
- Volumen específico (v)

### 1.5.2 Combustión en calderas industriales

La combustión es el proceso químico en el cual un combustible reacciona con un comburente usualmente el oxígeno del aire liberando energía térmica en forma de calor y generando productos de reacción como dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), vapor de agua (H<sub>2</sub>O) y nitrógeno (N<sub>2</sub>), en el caso de las calderas industriales, este proceso es el corazón de la generación de vapor, pues la energía liberada por la combustión del combustible se transfiere al agua contenida en el sistema, transformándola en vapor a la presión y temperatura requeridas por el proceso productivo (Babcock & Wilcox Company, 2015).

La combustión estequiométrica ocurre cuando la cantidad de aire suministrada es exactamente la necesaria para oxidar completamente el combustible, en estas condiciones, teóricamente no quedan residuos de oxígeno ni de combustible sin quemar. entonces la reacción general de combustión para un hidrocarburo puede representarse como:



No obstante, en la práctica, las calderas requieren un exceso de aire para asegurar una mezcla adecuada y una combustión completa, compensando imperfecciones en la distribución del aire y del combustible, el grado de exceso de aire se expresa mediante el coeficiente ( $\lambda$ )

$$\lambda = \frac{A_{real}}{A_{esteq}} \quad (2.2)$$

Donde:

$A_{real}$ : Es la cantidad de aire suministrado

$A_{esteq}$ : Cantidad de aire teóricamente necesaria para la combustión completa

Según (Babcock & Wilcox Company, 2015) los valores típicos de exceso de aire varían según el combustible y el tipo de quemador:

- Gas natural:  $\lambda = 1.05 - 1.15$
- Diésel:  $\lambda = 1.15 - 1.25$
- Fuel oil:  $\lambda = 1.25 - 1.35$

Un exceso de aire demasiado alto provoca un aumento en las pérdidas por gases calientes, reduciendo la eficiencia, mientras que un exceso insuficiente genera combustión incompleta, aumentando la formación de CO y hollín. Por ello, el ajuste correcto del aire de combustión es clave para optimizar el rendimiento de la caldera, algunos valores referenciales se muestran en la siguiente tabla:

Tabla 1.1:

*Parámetros recomendados producto de una reacción de combustión*

<b>Parámetro</b>	<b>Combustible/ Condición</b>	<b>Rango recomendado</b>	<b>Observaciones</b>
Oxígeno O <sub>2</sub>	Gas Natural/GLP	3-6 %	Indicador de exceso de aire, rango óptimo para buena combustión.
	Fuelóleo/Diesel	5-8 %	Combustibles líquidos requieren algo más de aire.
Dióxido de carbono CO <sub>2</sub>	Gas Natural/GLP	8-11 %	Relacionado inversamente con O <sub>2</sub> ; se aproxima a la combustión completa.
	Fuelóleo/Diesel	10-13 %	Valores típicos de combustión óptima en quemadores líquidos.
Monóxido de carbono CO	General (Gas o líquido)	<100 ppm	Valores altos indican combustión incompleta; debe ser mínimo cercano a cero
Stack Temp (Temperatura de los gases de escape)	Gas	135-260°C	Temperatura de gases típicos tras máxima eficiencia.
Draft (tiro de chimenea)	Gas	5-20 Pa	Indicador de tiro adecuado; otros rangos dependen de diseño.

Nota. Datos obtenidos de (Sauermann group, 2020)

### 1.5.3 Poderes caloríficos del combustible

El poder calorífico representa la cantidad de energía liberada por la combustión completa de una unidad de masa o volumen de combustible, existen dos definiciones principales:

- Poder Calorífico Superior (PCS): es el calor total liberado si los productos de combustión se enfrían hasta que el vapor de agua formado se condense y libere su calor latente de vaporización.
- Poder Calorífico Inferior (PCI): es el calor liberado cuando el vapor de agua producido se mantiene en fase gaseosa y no se recupera su calor latente.

La relación entre ambos depende del contenido de hidrógeno del combustible, en calderas convencionales, que no condensan los gases de escape, se utiliza el PCI para los cálculos de eficiencia, ya que la energía contenida en el vapor de agua de los gases no es aprovechada, un aspecto importante a tener en cuenta en análisis de calderas con economizador es que si este aprovecha el calor latente del vapor de los gases de la chimenea debe usarse el poder calorífico superior para calcular la eficiencia y la potencia de la caldera.

Tabla 1.2:

*Combustibles con sus poderes caloríficos según la FAO*

<b>Combustible</b>	<b>Poder calorífico inferior (PCI)</b>	<b>Poder Calorífico Superior (PCS)</b>	<b>Unidades</b>
Oil (Bunker)	40-42	43.5	MJ/kg
Diesel	42-46	46.5	MJ/kg
Gas licuado del petróleo (GLP)	46-50	49.79	MJ/kg
Gas natural	35-40	42.5	MJ/m <sup>3</sup>

Nota. Obtenido de (FaoHOME, 2022)

#### **1.5.4 Combustibles líquidos y gaseosos**

Los combustibles utilizados en calderas industriales pueden clasificarse principalmente en líquidos y gaseosos, cuyas propiedades físicas y termodinámicas determinan la forma en que se miden, manipulan y calculan los parámetros energéticos asociados a su combustión. La principal diferencia entre ambos tipos de combustibles radica en su comportamiento volumétrico frente a

la presión y la temperatura, los combustibles líquidos (como el diésel o el fuel oil) pueden considerarse fluidos incompresibles, ya que su densidad apenas varía ante pequeños cambios de presión o temperatura, esto simplifica los cálculos de flujo y energía, pues basta con conocer el volumen o la masa para determinar el poder calorífico total del combustible.

En cambio, los combustibles gaseosos (como el gas natural o el GLP) son altamente compresibles, por lo que su densidad y volumen cambian significativamente con pequeñas variaciones de presión o temperatura, por esta razón, los cálculos de consumo y potencia térmica deben realizarse a condiciones estandarizadas o normalizadas, y expresarse como volumen normalizado ( $\text{Nm}^3$ ), correspondiente al gas medido a 1 atm de presión y 0 °C.

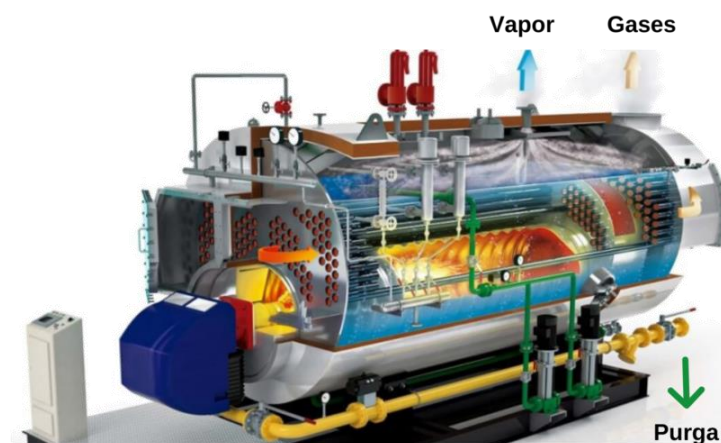
Una característica destacada de los combustibles gaseosos es su versatilidad de almacenamiento y transporte, el Gas Licuado de Petróleo (GLP), por ejemplo, se almacena en fase líquida a presiones moderadas (6–8 bar), y al liberarse a presión atmosférica se expande hasta 273 veces su volumen, convirtiéndose en gas, permitiendo disponer de grandes cantidades de energía en volúmenes reducidos, lo que constituye una ventaja operativa frente a otros combustibles otra ventaja es que presentan combustión más limpia, con menores emisiones de  $\text{SO}_2$ ,  $\text{NO}_x$  y partículas, lo que contribuye a la sostenibilidad ambiental y al cumplimiento de normativas internacionales sobre eficiencia energética y control de emisiones. La composición del GLP puede variar según la región o el proveedor, por ejemplo, en el Ecuador, la mezcla comercial típica es de aproximadamente 70 % propano y 30 % butano (Thermopedia, 2020)

### 1.5.5 Generación de vapor

La generación de vapor constituye la etapa inicial de todo sistema térmico industrial, su propósito es transformar la energía química del combustible en energía térmica útil, mediante el calentamiento del agua hasta alcanzar la vaporización a una presión y temperatura determinadas. Es por esto que al equipo encargado de este proceso es la caldera, definida por la *ASME Boiler and Pressure Vessel Code* como un recipiente cerrado que convierte agua en vapor mediante la aplicación de calor.

**Figura 1.1**

*Caldera de vapor pirotubular con las principales salida y entradas de energía*



*Nota.* Tomada de (SYPYSA, 2022)

El proceso de generación de vapor se basa en tres etapas principales; combustión, transferencia de calor y vaporización, en la primera, el combustible (líquido, gaseoso o sólido) reacciona con el aire produciendo gases calientes que transfieren su energía al agua a través de superficies metálicas denominadas tubos de intercambio térmico, una vez alcanzado el punto de ebullición, el agua se transforma en vapor saturado y asciende hacia el domo o colector superior, desde donde es enviado al sistema de distribución.

El rendimiento de este proceso depende de factores como el diseño de la caldera, la eficiencia de la combustión, el área efectiva de transferencia de calor, la calidad del agua de alimentación y el mantenimiento del equipo. Por otra parte, las calderas industriales se clasifican en 2 tipos:

- Calderas pirotubulares (Fire-Tube Boilers): los gases calientes circulan por el interior de los tubos mientras el agua los rodea, tienen las características de ser flexible, de operación sencilla y comunes en industrias alimenticias, los combustibles más comunes con estas calderas son, Aceite pesado(bunker), diesel y GLP.
- Calderas acuotubulares (Water-Tube Boilers): el agua circula dentro de los tubos y los gases calientes fluyen por fuera, generalmente son usadas para altas presiones y capacidades, por lo que se utilizan en plantas de generación o cogeneración, este tipo de calderas son más comúnmente usadas con biomasa o gas natural.

#### ***1.5.5.1 Parámetros operativos y control***

Durante la operación de una caldera, las variables críticas a monitorear son:

- Presión de operación (P): determina la temperatura de saturación y la energía específica del vapor.
- Temperatura del vapor (T): ligada directamente a la presión para vapor saturado; se controla mediante válvulas modulantes y reguladores de presión.
- Purgas de fondo y de superficie: eliminan impurezas disueltas y sólidos en suspensión, evitando incrustaciones y corrosión.
- Calidad del agua: niveles adecuados de dureza, pH y conductividad aseguran la vida útil del equipo y estabilidad operativa.

El control automático moderno utiliza sensores de presión, transmisores de flujo y controladores PID para mantener la producción de vapor estable, ajustando la cantidad de combustible y aire en función de la demanda.

#### ***1.5.5.2 Eficiencia térmica y pérdidas energéticas***

La eficiencia térmica de la caldera se define como la relación entre la energía contenida en el vapor producido y la energía suministrada por el combustible, la eficiencia depende de varios factores como el tipo de combustible, el aislamiento, la calibración de la mezcla aire-combustible, por esto durante la operación para mejorar la eficiencia se apunta a reducir las pérdidas, la cuales se enlistan a continuación:

- Gases de combustión calientes
- Exceso de aire en la combustión.
- Radiación y convección en superficies externas.
- Purgas frecuentes o inadecuadas.

La eficiencia de una caldera puede incrementarse mediante la incorporación de economizadores y precalentadores de aire, dispositivos que permiten recuperar parte de la energía contenida en los gases de escape, aprovechando el calor residual para precalentar el agua de alimentación o el aire de combustión, estas medidas pueden mejorar la eficiencia térmica global entre un 3 % y un 6 % (Ari Armaturen, 2018). Por otra parte, en muchas instalaciones industriales no se dispone de medidores de flujo de combustible o de vapor que permitan determinar con precisión el rendimiento térmico real de la caldera.

En estos casos, la forma más práctica de estimar la eficiencia es mediante un análisis de gases de combustión, utilizando equipos portátiles que miden el contenido de oxígeno (O<sub>2</sub>), monóxido de carbono (CO) y la temperatura de los gases de escape. A partir de estos parámetros,

el analizador calcula una eficiencia estimada, basada en el método indirecto o de pérdidas, proporcionando una aproximación razonable al desempeño real de la caldera.

### 1.5.5.3 *Exceso de aire*

El concepto de exceso de aire se refiere a la cantidad de aire suministrada al proceso de combustión por encima del valor estequiométrico necesario para oxidar completamente el combustible, este exceso es esencial para asegurar una mezcla adecuada de aire y combustible, evitando la formación de monóxido de carbono (CO) y garantizando una combustión completa y estable (Arnulfo Oelker Behn, 2020).

La magnitud del exceso de aire requerido por una caldera depende principalmente del tipo de combustible utilizado, de las condiciones de atomización o mezcla, y de la tecnología del quemador, valores excesivos provocan pérdidas de energía por arrastre de calor en los gases de escape, mientras que un aire insuficiente genera combustión incompleta.

En la tabla 1.3 se presentan valores referenciales de exceso de aire y concentraciones típicas de oxígeno (O<sub>2</sub>) residual para distintos tipos de combustibles y sistemas de combustión, los cuales sirven como guía para el ajuste y evaluación del desempeño de calderas industriales.

Tabla 1.3

*Valores referenciales de exceso de aire de acuerdo con el combustible y el tipo de quemador*

<b>Combustible</b>	<b>Tipo de quemador</b>	<b>Exceso de aire mínimo</b>
Gas Natural	Atmosférico	65%
	Tipo Anillo	45%
	Boquillas	10%
	Bajo Exceso de aire	1%
Petróleo	Atomizado por presión	15%
	Copa rotativa	22-35%
	Atomizado por vapor o aire	0-15%
Carbón	Parrilla Móvil	36%
	Parrilla fija	36%
	Pulverizado	8%

*Nota.* Datos obtenidos de (Arnulfo Oelker Behn, 2020), permiten tener una referencia cuando se realizar análisis de gases en chimenea de calderas

### **1.5.6 Distribución de vapor**

El sistema de distribución de vapor constituye el vínculo entre la generación y los procesos consumidores, su función principal es transportar el vapor desde la caldera hasta los puntos de consumo, manteniendo la presión, temperatura y flujo requerido para garantizar el funcionamiento de las maquinas que lo usan, además, su diseño y mantenimiento influyen directamente en el desempeño energético global de la planta, ya que cualquier pérdida en el sistema de distribución representa un consumo adicional de combustible en la caldera para compensar la energía desaprovechada.

### *1.5.6.1 Componentes del sistema de distribución*

Un sistema típico de distribución de vapor está conformado por:

- **Colectores principales (manifolds):** son colectores vapor que permiten estabilizar el flujo y distribuir hacia los diferentes puntos de consumo
- **líneas de distribución (tuberías),** que conducen el vapor hacia las diferentes áreas del proceso.
- **Aislamiento:** es una capa de material que es poco conductivo de calor para minimizar las pérdidas por convección y radiación
- **Válvulas de control:** que permiten controlar una de las variables de funcionamiento de las maquinas, ya sea temperatura, presión o caudal dependiendo de la necesidad del proceso.
- **Trampas de vapor:** evacuan el condensado y los gases no condensables sin permitir el paso de vapor vivo.
- **Válvulas de seguridad:** normalmente son usado en equipos y sistemas para la protección de los mismos contra sobrepresiones que pudieran generarse, normalmente pueden usarse en los manifold o en conjunto con las válvulas de control en la estación de regulación.
- **Accesorios de seguridad,** como purgas, filtros, válvulas de alivio y puntos de drenaje.

El transporte de vapor en sistemas industriales se realiza generalmente a presiones elevadas, que en el caso de las plantas de alimentos balanceados suelen estar en el rango de 6 a 8 bar(g). A estas presiones, el vapor posee mayor densidad energética y menor volumen específico, lo que permite reducir el diámetro de las tuberías necesarias para su conducción, optimizando el diseño y los costos del sistema de distribución.

Durante el transporte, es importante mantener velocidades del vapor entre 20 y 40 m/s, de acuerdo con las recomendaciones técnicas, para evitar la erosión interna, el ruido excesivo y las

pérdidas por fricción, por tanto, el correcto dimensionamiento, trazado y soporte de las líneas de vapor resulta esencial para minimizar caídas de presión, prevenir golpes de ariete y evitar acumulaciones de condensado que puedan afectar la calidad del vapor y la eficiencia del sistema (Ari Armaturen, 2018).

Tabla 1.4

*Velocidades recomendadas para el transporte de vapor, agua y gases en tuberías*

<b>Fluido</b>	<b>Aplicación</b>	<b>Velocidad recomendada (m/s)</b>
Vapor	Venteo o vapor flash	15-25
	Vapor saturado en tuberías	20-40
	Vapor sobrecalentado de baja presión menor a 10 bar(g)	20-35
	Vapor sobrecalentado de media presión 10-40 bar(g)	20-40
	Vapor sobrecalentado de alta presión 40-125 bar(g)	30-60
Agua	En tuberías de succión	0.5-1
	En tuberías de descarga	1.5-3.5
	Precalentadores	0.01-0.15
	Tuberías de condensado	1-2
Gases	Tuberías de gas máximo 2 bar(g)	4-20
	Tuberías de gas máximo 5 bar(g)	11-35
	Tuberías red domestica	1 Max

*Nota.* Datos obtenidos de (Ari Armaturen, 2018)

### ***1.5.6.2 Pérdidas térmicas y eficiencia de distribución***

Durante el transporte del vapor, se producen pérdidas térmicas principalmente por:

- **Convección y radiación:** a través de la superficie de tuberías y válvulas.

- **Fugas de vapor:** en juntas, conexiones y válvulas defectuosas.
- **Trampas de vapor dañadas:** que permiten el paso de vapor vivo al sistema de retorno.

Según (Ochoa et al., 2019), “las pérdidas de energía en sistemas de vapor industriales pueden oscilar entre 10 % y 30 % del total de energía útil, siendo la red de distribución uno de los principales focos de ineficiencia”. lo cual indica que el aislamiento térmico desempeña un papel determinante en la reducción de estas pérdidas, esto también lo ratifica (U.S. Department of Energy, 2012) “Una tubería de vapor sin aislamiento puede perder entre 5 y 10 veces más calor que una adecuadamente aislada” Por ello, la verificación del estado y la integridad del aislamiento es una práctica estándar en las auditorías energéticas.

### ***1.5.6.3 Detección de fugas en el sistema de distribución***

Las fugas de vapor representan una de las principales fuentes de pérdida energética en los sistemas de distribución, estas se originan comúnmente en válvulas, juntas, trampas defectuosas, uniones roscadas y purgas mal selladas, ocasionando una reducción significativa en la eficiencia global del sistema.

Existen diversas técnicas para la detección de fugas en sistemas de vapor, que varían en precisión, costo y aplicabilidad según las condiciones de operación, la más básica es la inspección visual y auditiva, se realiza durante rondas de mantenimiento, sin embargo, es poco confiable en ambientes ruidosos o con líneas de vapor aisladas. Por otra parte, se tiene la cámara termografía infrarroja, esta permite identificar fugas a través de puntos calientes en el aislamiento o emisiones de vapor no visibles, además de verificar la integridad térmica del sistema.

### **Figura 1.2:**

*Imagen de cámara termográfica de sistema de distribución de vapor*



Nota. Obtenido de (REPDELSUR, 2023)

También se puede usar la detección por ultrasonido que es uno de los métodos más efectivos y seguros, estos detectores portátiles captan las ondas de alta frecuencia generadas por el flujo de vapor a través de una fuga o una trampa abierta, esta técnica permite realizar inspecciones precisas incluso en tuberías aisladas, y es ampliamente utilizada en auditorías energéticas industriales para detectar fugas en trampas de vapor (ARI Armaturen, 2018).

### **1.5.7 Consumo vapor y retorno de condensado**

El consumo de vapor en una planta industrial corresponde a la energía térmica utilizada por los equipos y procesos productivos que requieren calor para operaciones como secado, acondicionamiento, cocción o calentamiento indirecto. En la mayoría de las plantas de alimentos, el calor aprovechado corresponde al calor latente de condensación del vapor saturado a la presión de operación del proceso.

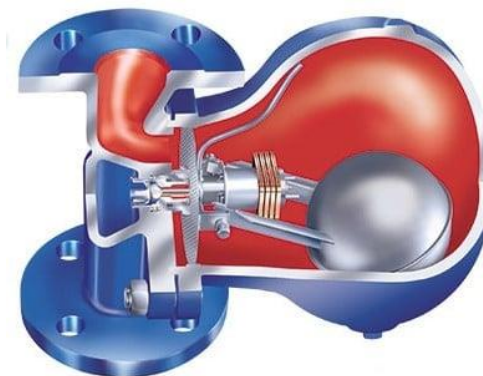
Durante este intercambio de energía, el vapor cede su calor al material y se transforma en condensado, el cual puede ser manejado en sistemas presurizados o a presión atmosférica, según el diseño de la instalación, una parte importante es la separación y evacuación del condensado que se realiza mediante una trampa de vapor, componente que desempeña un papel fundamental en el rendimiento térmico del equipo.

La trampa debe permitir la descarga oportuna del condensado y de los gases no condensables, pero sin permitir el paso de vapor vivo, ya que ello generaría pérdidas de energía y afectaría el balance de vapor de la planta. Por otra parte, si el condensado no se elimina adecuadamente, tiende a acumularse dentro de los equipos de proceso, reduciendo la superficie efectiva de transferencia de calor y disminuyendo la eficiencia térmica, lo que puede provocar que el equipo no alcance las condiciones operativas requeridas por el proceso.

Existen diversos tipos de trampas de vapor, cuya clasificación depende del principio de funcionamiento y del mecanismo de control que emplean, entre las más comunes se encuentran las trampas de balde invertido, de flotador, termodinámicas y termostáticas, de estas en los equipos de proceso o consumo directo de vapor, es más habitual la utilización de trampas de flotador, ya que están diseñadas para manejar grandes volúmenes de condensado de manera continua.

### **Figura 1.3**

*Trampa de flotador Ari Cona S*



*Nota.* Tomado de (Ari Armaturen, 2018)

Posterior al desalojo del condensado por la trampa de vapor, este fluido es transportado nuevamente hacia la sala de calderas, donde se utiliza como agua de alimentación, cerrando así el ciclo térmico del sistema de vapor, este retorno permite aprovechar la energía residual contenida en el condensado, reduciendo la cantidad de combustible necesaria para calentar el

agua al ambiente y disminuyendo el consumo de productos químicos empleados en su tratamiento.

El retorno de condensado constituye, por tanto, una de las principales estrategias de eficiencia energética en los sistemas de vapor, cada kilogramo de condensado recuperada conserva entre 15 % y 25 % de la energía original del vapor generado, lo que contribuye a mejorar la eficiencia global del sistema en un 3 % a 7 %, dependiendo de la temperatura de retorno (U.S. Department of Energy, 2012).

Un parámetro clave para evaluar el desempeño del sistema es el porcentaje de retorno de condensado, definido como la relación entre el condensado recuperado y el vapor total generado, este indicador debe monitorearse de continuamente, ya que una disminución significativa puede evidenciar problemas en las trampas de vapor, fugas, venteos excesivos o fallas en las líneas de retorno. Mantener un alto porcentaje de recuperación (superior al 70 %) no solo representa un ahorro energético considerable, sino también una señal de que los procesos térmicos y los equipos consumidores de vapor operan de manera eficiente y balanceada dentro del sistema.

#### ***1.5.7.1 Vapor flash en el sistema de retorno de condensado***

El vapor flash es una porción de vapor que se genera espontáneamente cuando el condensado caliente se descarga desde una presión elevada (por ejemplo, la presión del equipo de proceso o línea principal) hacia una presión más baja, como la del sistema de retorno o del tanque de alimentación de caldera, este fenómeno ocurre debido a que, al reducirse la presión, parte del condensado no puede mantenerse en estado líquido a la misma temperatura, y una fracción de su energía térmica (calor sensible) se transforma en calor latente de vaporización, produciendo vapor instantáneamente.

Este vapor flash no representa una fuga directa del sistema, pero sí constituye una pérdida de energía útil si se libera al ambiente o se ventea sin aprovechamiento, en sistemas bien



## **Capítulo 2**

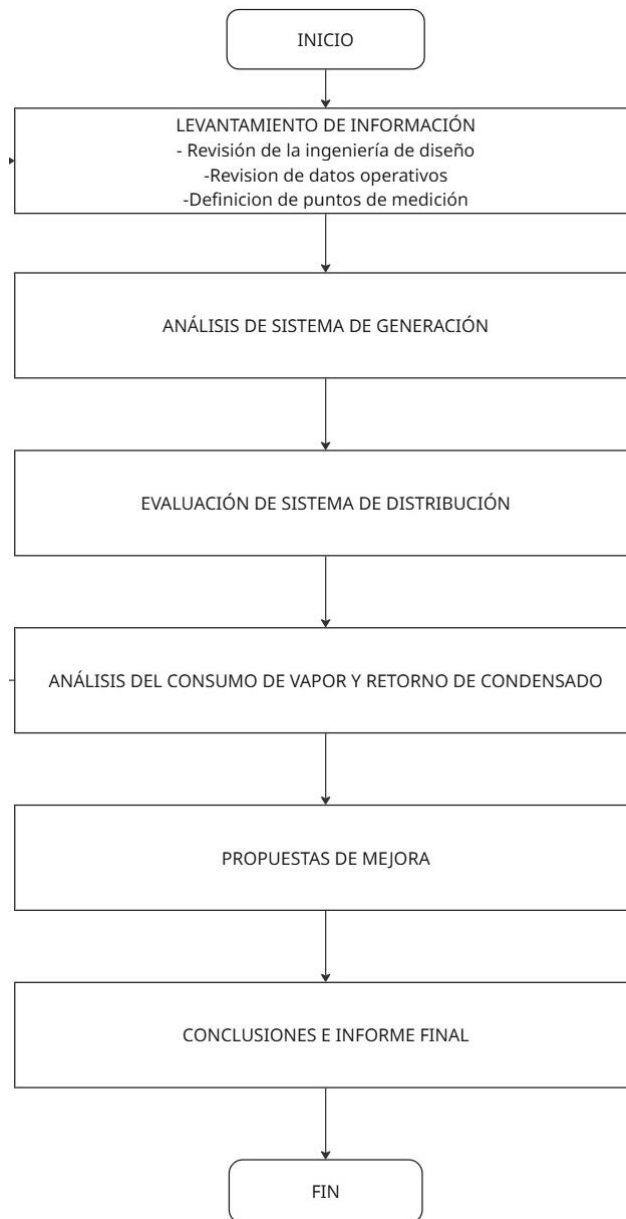
## **2 Metodología.**

La metodología propuesta para el presente proyecto se basa en un enfoque cuantitativo, descriptivo y analítico, orientado a la evaluación del desempeño energético del sistema de vapor en una planta de producción de alimentos balanceados, el objetivo central de esta es identificar las causas del déficit de vapor reportado, mediante la evaluación de las etapas de generación, distribución y consumo de vapor, considerando tanto parámetros técnicos como energéticos, los resultados se obtendrán a partir de mediciones directas en campo, análisis de registros operativos y aplicación de balances de energía, complementados con observaciones técnicas que permitan evaluar el estado de los equipos e identificar oportunidades de mejora.

## 2.1 Flujograma

**Figura 2.1:**

*Diagrama de flujo de la metodología para llevar a cabo el proyecto*



## 2.2 Levantamiento de información

El levantamiento de información constituye la primera etapa del estudio, y tiene como propósito recopilar, organizar y validar todos los datos técnicos y operativos del sistema de vapor, con el fin de establecer una línea base energética que permita comparar las condiciones reales de operación con los valores de diseño, esta etapa es esencial dentro de la auditoría

energética, ya que permite comprender el funcionamiento integral del sistema, identificar los puntos críticos de medición y definir el alcance de los análisis posteriores.

En esta fase se revisará la documentación técnica desarrollada durante la etapa de ingeniería del proyecto, que incluye los balances térmicos, memorias de cálculo, diagramas de proceso (P&ID) y planos de distribución de vapor, el objetivo es poder comparar el modelo teórico con el sistema actual con la producción real, los parámetros importantes a tener en cuenta son:

- Capacidad nominal de generación de vapor (kg/h o BHP).
- Presión y temperatura de operación de las calderas y maquinas.
- Caudal de vapor requerido por cada línea o equipo consumidor.
- Dimensionamiento de colectores, válvulas y trampas de vapor.

La información obtenida servirá como base para la comparación entre las condiciones proyectadas y las condiciones reales de operación, esto para identificar posibles discrepancias entre la demanda estimada y el consumo real. Por otra parte, de manera complementaria, se recopilarán los registros históricos de operación y mantenimiento del sistema de vapor, los cuales permitirán establecer el comportamiento energético actual.

Entre los principales datos a recopilar se incluyen:

- Horas de operación de las calderas.
- Consumo de combustible (gas natural, GLP o diésel).
- Producción de vapor (según medidores o estimaciones).
- Presiones y temperaturas registradas en la sala de calderas y líneas principales.
- Reportes de mantenimiento, purgas, reemplazo de trampas o válvulas.
- Incidentes operativos o periodos de déficit de presión.

Estos datos serán tabulados y verificados para detectar posibles inconsistencias o valores atípicos, garantizando la confiabilidad de la información antes de pasar a la etapa de mediciones directas, con base en el análisis de la ingeniería de diseño y la revisión de los datos operativos, se procederá a definir los puntos estratégicos de medición en el sistema de vapor.

La selección de estos puntos se realizará considerando:

- Zonas de generación (salida de calderas, colectores principales).
- Tramos representativos de la red de distribución (antes y después de válvulas, derivaciones o trampas).
- Equipos de consumo (secadoras, acondicionadores, DDCs).
- Líneas de retorno de condensado y venteos.

## **2.3 Generación**

El análisis del sistema de generación de vapor tiene como propósito evaluar el desempeño energético real de las calderas instaladas en comparación con las condiciones de diseño y determinar la potencia entregada junto con la eficiencia térmica actual, así como las posibles pérdidas asociadas al proceso de combustión y a la operación general del equipo.

### **2.3.1 Cálculo de potencia térmica**

La cantidad de energía térmica que ingresa al quemador puede determinarse a partir del poder calorífico del combustible suministrado, para las calderas que no disponen de condensadores en la salida de gases de combustión se considera el poder calorífico inferior (PCI) del combustible, el cual representa la energía disponible sin contabilizar el calor latente del vapor de agua presente en los gases de escape. De esta manera, la potencia térmica suministrada al sistema se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} \times PCI \quad (2.1)$$

Donde:

$\dot{Q}_{comb}$ : Potencia térmica del combustible

$\dot{m}_{comb}$ : Flujo masico de combustible

$PCI$ : Poder calorífico inferior del combustible

Para el cálculo de la potencia térmica con diésel, al tratarse de un combustible líquido no compresible, puede emplearse directamente un poder calorífico volumétrico, asumiendo densidad constante en las condiciones de operación, en cambio, para el GLP, es necesario considerar el estado físico en el que se encuentra el combustible, ya que su densidad y poder calorífico volumétrico varían significativamente entre las fases líquida y gaseosa.

Generalmente, los proveedores de GLP reportan el poder calorífico en estado líquido, mientras que, en este estudio, el medidor tipo vortex registra el flujo volumétrico normalizado del GLP en fase gaseosa, por tanto, resulta fundamental tener en cuenta estas condiciones de referencia para asegurar la correcta determinación de la potencia térmica del quemador y evitar sobreestimaciones en los resultados, algunas de las propiedades del GLP 70% propano y 30% butano entregado Ecuador se muestran en la tabla:

Tabla 2.1:

*Propiedades del GLP suministrado 70% propano y 30% butano.*

<b>Propiedad GLP (70/30)</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Densidad en estado liquido	530	Kg/m <sup>3</sup>
Poder Calorífico estado liquido	26405	MJ/m <sup>3</sup>
Poder calorífico masico	47223	BTU/kg
Densidad normalizada (1.01 bar y 0°C)	2.06	Kg/m <sup>3</sup>

Nota. Elaboración propia

### 2.3.2 Cálculo de eficiencia de caldera

La eficiencia térmica de una caldera se define como la relación entre la energía útil contenida en el vapor generado y la energía total suministrada por el combustible durante el proceso de combustión, este parámetro refleja la capacidad de la caldera para convertir la energía química del combustible en energía térmica aprovechable.

$$\eta_{cal} = \frac{\dot{Q}_{vapor}}{\dot{Q}_{comb}} \times 100 \quad (2.2)$$

Donde:

$\eta_{cal}$ : Eficiencia térmica de la caldera

$\dot{Q}_{vapor}$ : Potencia térmica útil del vapor generado normalmente expresado como (BHP)

La potencia útil del vapor se calcula a partir del flujo másico de vapor y la entalpía específica correspondiente a las condiciones de operación:

$$\dot{Q}_{vapor} = \dot{m}_{vapor}(h_{salida} - h_{entrada}) \quad (2.3)$$

Donde:

$\dot{m}_{vapor}$ : Flujo masico de vapor

$h_{salida}$  : Entalpia del vapor saturado

$h_{entrada}$ : Entalpia de agua de alimentación a la caldera

En la práctica, la mayoría de las calderas industriales no cuentan con medidores de vapor a la salida, debido al alto costo y mantenimiento que implica su instalación, por esta razón, la eficiencia térmica suele determinarse mediante el método indirecto o de pérdidas, el cual consiste en restar las pérdidas energéticas al 100 % de la energía contenida en el combustible suministrado, para aplicar este método se utiliza un analizador de gases de combustión, instrumento que permite evaluar la calidad de la combustión, calibrar el quemador y,

simultáneamente, estimar la eficiencia global de la caldera a partir de los parámetros medidos en los gases de escape, el que se usara para este estudio es el que se muestra en la 2.2:

**Figura 2.2:**

*Analizador de gases Sauermann sica 030*



*Nota. (Sauermann group, 2020)*

Durante la inspección en campo se medirán las variables clave del proceso de combustión, tales como:

- Temperatura de los gases de escape.
- Porcentaje de oxígeno (O<sub>2</sub>) y monóxido de carbono (CO) en los gases.
- Temperatura del aire de combustión y del agua de alimentación.
- Presión y flujo de vapor generado.

Estas mediciones se realizarán con un analizador de gases Sauermann Si-CA 030, instrumento que permite determinar la composición de los gases de combustión y calcular la eficiencia térmica instantánea de la caldera mediante el método indirecto o de pérdidas. A partir de los valores medidos de O<sub>2</sub> y CO se determinará el exceso de aire de combustión, parámetro que refleja el grado de mezcla aire–combustible, el exceso de aire recomendado dependerá del

tipo de combustible empleado, siguiendo los valores de referencia indicados por Engineering Toolbox (2024) y DOE (2012), donde:

- Gas natural: 5–10 % de O<sub>2</sub> residual.
- Diésel: 8–12 % de O<sub>2</sub> residual.
- Fuel oil: 10–15 % de O<sub>2</sub> residual.

Niveles elevados de O<sub>2</sub> indicarán exceso de aire, lo que genera pérdidas energéticas en los gases de escape, mientras que niveles bajos podrían evidenciar combustión incompleta, el equipo tiene una función de cálculo de eficiencia energética por tanto no será necesario realizar cálculos, pero si sería importante poder comparar usando un medidor de vapor.

Entonces, la eficiencia real de las calderas se obtendrá mediante el análisis de gases de combustión y el potencial de mejora se calculará comparando la eficiencia medida con una eficiencia de referencia o de diseño, generalmente entre 80 y 85 % para calderas pirotubulares dependiendo del año de fabricación, entonces el ahorro estaría dado por:

$$Ahorro_{comb} = \dot{Q}_{comb} \left( \frac{\eta_{ref} - \eta_{real}}{\eta_{ref}} \right) \quad (2.4)$$

Donde:

$Ahorro_{comb}$ : Ahorro de combustible en unidades de potencia.

$\eta_{ref}$ : Eficiencia de referencia para calderas pirotubulares

$\eta_{real}$ : Eficiencia real obtenida con el analizador de gases

## 2.4 Evaluación del sistema de distribución

El análisis de la distribución de vapor tiene como objetivo evaluar el estado físico y operativo de la red que transporta el vapor desde la sala de calderas hasta los puntos de consumo,

identificando pérdidas térmicas, fugas y deficiencias en trampas de vapor o válvulas que puedan afectar el desempeño energético del sistema, esta etapa se desarrollará en dos fases complementarias: una inspección visual preliminar y una evaluación técnica con instrumentos de diagnóstico

#### **2.4.1 Inspección visual preliminar**

Se realizará un recorrido inicial por toda la red de distribución de vapor, desde la salida de las calderas hasta los equipos consumidores.

Durante esta inspección se registrarán observaciones sobre:

- Condición del aislamiento térmico de tuberías, válvulas, bridas y accesorios.
- Presencia de fugas visibles o puntos con condensado acumulado.
- Existencia de pérdidas por venteo o drenajes en mal estado.
- Estado físico general de soportes, pendientes y drenajes.

El propósito de esta fase es detectar fallos evidentes que puedan provocar pérdidas de energía por convección y radiación, también definir los puntos críticos que requerirán un análisis detallado mediante instrumentos especializados.

#### **2.4.2 Evaluación termográfica**

Posteriormente, se llevará a cabo una inspección termográfica utilizando una cámara infrarroja, con la finalidad de detectar anomalías térmicas en la red, las mediciones se realizarán con el sistema de vapor operando en condiciones normales de carga, registrando imágenes de; tuberías principales y derivaciones, válvulas y trampas de vapor, colectores, purgas y líneas de retorno de condensado.

### **Figura 2.3:**

Cámara termográfica Compacta Flir E4, E5, E6, E8 MSX



Nota. Obtenida de (FLIR, 2025)

Las temperaturas superficiales registradas servirán para evaluar la magnitud de las pérdidas térmicas y determinar si estas son significativas o se encuentran dentro de los márgenes aceptables, en caso de detectarse desviaciones relevantes, se procederá con el cálculo cuantitativo de las pérdidas de calor, utilizando como referencia los criterios de buenas prácticas de aislamiento térmico en sistemas de vapor, que básicamente establecen que la temperatura superficial del elemento aislado debe ser menor a 50°C algunos de estos softwares realizan estos cálculos basándose en la norma UNE-EN-ISO 12241 como es el caso de techcal, isowtc y rockassist (AFELMA, 2020).

#### **2.4.3 Detección de fugas y diagnóstico de trampas de vapor**

Con base en los puntos críticos identificados mediante la cámara termográfica, se realizará una verificación detallada de trampas y válvulas utilizando el equipo TLV Pocket Trapman, instrumento ultrasónico diseñado para detectar fugas internas de vapor y fallos de drenaje.

El procedimiento incluirá:

- Verificación del estado de funcionamiento de cada trampa (operativa, bloqueada o con fuga de vapor).
- Detección de fugas internas en válvulas o purgas.

Los datos obtenidos permitirán clasificar las trampas según su condición de trabajo y estimar las pérdidas energéticas equivalentes por paso de vapor vivo o por acumulación de condensado.

**Figura 2.4:**

*Analizador de trampas TLV pocket PT1*



*Nota.* Obtenida de (TLV, 2022)

#### **2.4.4 Interpretación de diagnósticos del analizador**

- **GOOD:** Funcionamiento correcto; temperatura y ultrasonido dentro de parámetros.
- **CAUTION:** Temperatura normal con ultrasonido bajo; se recomienda seguimiento más frecuente.
- **LEAKING:** Ultrasonido alto, indica paso de vapor; programar reparación o reemplazo.
- **LOW TEMPERATURE:** con diagnostico no se puede afirmar que la trampa este bloqueada, significa que está descargando condensado sin embargo se sigue acumulando.

Una de las causas más comunes es una presión baja antes de la trampa, lo que se puede traduce una diferencial de presión bajo, otros motivos pueden ser (incrustaciones, óxidos, sólidos arrastrados por el condensado)

- **BLOCKED:** La trampa no descarga condensado, posiblemente por obstrucción mecánica o incrustaciones.

Para cuantificar las pérdidas de energía por fugas, se adoptará un método simplificado basado en las recomendaciones del fabricante TLV Co., que permite asociar un porcentaje de fuga estimado con la capacidad nominal de descarga de cada trampa con el diagnóstico que el otorga, esto se presenta en la tabla 2.1 donde fuga ligera es Caution y Fuga Alta es leaking.

Tabla 2.2

*Clasificación y porcentaje de fuga para equipo TLV Pt1*

<b>Clasificación de fuga</b>	<b>Porcentaje de fuga asumido</b>
Fuga Ligera	10%
Fuga Alta	50% (valor promedio dentro del rango 10-90% indicado por el fabricante)

Nota. Obtenido de (TLV, 2022)

## **2.5 Consumo y retorno de condensado**

El análisis del consumo de vapor y del retorno de condensado constituye la tercera etapa de la auditoría energética y tiene como finalidad evaluar la eficiencia del uso del vapor en los procesos productivos, así como el aprovechamiento del calor residual en el retorno hacia la sala de calderas.

Para el registro del consumo de vapor, la planta dispone de instrumentos de medición instalados en los manifold de distribución que alimentan a las principales máquinas de proceso (secadoras, acondicionadores, DDCs, entre otros), estos medidores de tipo vortex con compensación de temperatura y presión, permiten determinar con precisión el flujo másico de vapor bajo las condiciones reales de operación.

No obstante, las mediciones obtenidas corresponden al consumo total de cada manifold (cluster), por lo que para estimar el consumo específico de cada línea o equipo se emplearán los índices de producción proporcionados por el fabricante de los equipos, junto con los registros

reales de producción de la planta. De esta manera, será posible distribuir el consumo total de vapor entre las distintas líneas de proceso y compararlo con el consumo de cada manifold obtenidos con los medidores aplicando un balance de masa.

**Figura 2.5:**

*Medidor Vortex con compensación de presión y temperatura*



*Nota.* Obtenido de (Silver Automation Instrument, 2021)

Esta información es fundamental, ya que permitirá comparar el consumo real de vapor con los valores de diseño y con la capacidad de generación de la planta, por esto las mediciones se realizarán durante los períodos de máxima demanda o picos de producción, cuyos horarios serán proporcionados por el departamento de producción de la planta de balanceado, con el fin de asegurar que los datos obtenidos reflejen las condiciones en las que se presenta el déficit de operación.

Por otra parte, el condensado generado en los equipos de proceso es drenado mediante trampas de vapor, que permiten evacuar el condensado sin dejar pasar vapor vivo, asegurando una transferencia de calor eficiente, para evaluar su funcionamiento, se empleará el analizador ultrasónico TLV Pocket Trapman PT1, equipo diseñado para diagnosticar el estado operativo de trampas de vapor y válvulas de drenaje.

El procedimiento consistirá en inspeccionar cada trampa de vapor ubicada en los puntos de salida de las máquinas, correlacionando los resultados obtenidos con las imágenes termográficas, es importante destacar la relevancia de este componente, ya que una trampa defectuosa puede permitir el paso de vapor vivo hacia la línea de retorno de condensado, pero también al liberar el condensado a menor presión se genera vapor flash, este fenómeno dificulta la detección visual de las fugas, por lo que el uso de instrumentos especializados, como el analizador ultrasónico TLV PT1, resulta esencial saber si hay paso de vapor vivo en la línea de condensado

Por lo tanto, para determinar la capacidad de una trampa de vapor, es necesario identificar previamente su marca y modelo para posteriormente consultar la ficha técnica del fabricante, en la cual se presenta la curva de capacidad en función de la presión diferencial ( $\Delta P$ ) y el flujo másico de descarga. Con esta información, junto con los datos operativos reales (presión de entrada y presión de salida), es posible establecer la capacidad nominal de descarga de la trampa bajo las condiciones de operación de la planta, este parámetro constituirá la base para estimar la masa de vapor perdido en las trampas que presenten fugas que se calculará mediante la siguiente expresión:

$$\dot{m}_{v\ perd} = \dot{m}_{c\ nominal} \times \%F \quad (2.5)$$

Donde:

$\dot{m}_{v\ perd}$ : Flujo masico de vapor perdido por fuga en la trampa

$\dot{m}_{c\ nominal}$ : Capacidad de la trampa

$\%F$ : Porcentaje de fuga

Para el cálculo de la energía perdida por las fugas de vapor en las trampas, se realizará la conversión del caudal de vapor fugado a potencia equivalente de caldera (BHP), partiendo de la definición de esta unidad, se considera que 1 BHP equivale a 34,5 lb/h de vapor. Esta

transformación permitirá obtener una visión más clara del impacto de las fugas en relación con la potencia total instalada de las calderas, además de servir como base para el cálculo del impacto económico anual asociado a dichas pérdidas.

$$\dot{Q}_{cal-t} = \frac{\dot{m}_v_{perd}}{34.5} \quad (2.6)$$

Donde:

$\dot{Q}_{cal-t}$ : potencia de caldera en BHP

$\dot{m}_v_{perd}$ : Flujo masico de vapor vivo perdido en las trampas en lb/h

## 2.6 Cálculo de impacto económico de perdidas

Una vez completadas las etapas anteriores de levantamiento, diagnóstico y análisis energético, se procederá a revisar las principales ineficiencias detectadas en el sistema de vapor. El objetivo de esta fase es cuantificar las pérdidas de energía y, en función de la naturaleza de cada caso, estimar el ahorro potencial que podría alcanzarse mediante acciones de mejora.

Por ejemplo, en el caso de las calderas, el ahorro se determinará a partir del incremento de eficiencia alcanzable tras optimizar la combustión; para las pérdidas de vapor vivo provocadas por trampas defectuosas, se estimará la masa de vapor desperdiciada; y para las pérdidas por convección y radiación en tuberías o accesorios sin aislamiento adecuado, se aplicarán modelos de transferencia de calor que permitan calcular la energía disipada y su impacto económico.

### 2.6.1 Costo de pérdidas en la caldera por baja eficiencia

Para el cálculo de valor económico se hará uso de datos que serán entregados por el cliente que tiene que ver con el precio del combustible y el poder calorífico que les da el proveedor:

$$Ahorro_{cal} = \left( \frac{Ahorro_{comb}}{PCI} \right) \times C_{comb} \times H_{func} \quad (2.7)$$

Donde:

$Ahorro_{cal}$ : Ahorro anual en USD

$C_{comb}$ : Costo del combustible (otorgado por el cliente)

$H_{func}$ : Hora anuales de funcionamiento de la caldera

## 2.6.2 Costo de vapor vivo perdido por fugas en las trampas

Para el cálculo del impacto económico se usará el dato de pérdidas de vapor obtenido en la sección de análisis de trampas, empleando el poder calorífico inferior del combustible y el costo unitario proporcionado por el cliente, esto se presenta en la ecuación:

$$Ahorro_{trampas} = \frac{\dot{Q}_{cal-t}}{PCI * \eta_{cal}} C_{comb} \times H_{func} \quad 2.8$$

Donde:

$Ahorro_{trampas}$ : el impacto económico anual de la perdida en USD

$\dot{Q}_{cal-t}$ : Potencia de caldera se debe pasar a la unidad equivalente con el poder calorífico otorgado por el cliente

$C_{comb}$ : Costo del combustible otorgado por el cliente

$H_{func}$ : horas efectivas de funcionamiento anuales, dato otorgado por el cliente

$\eta_{cal}$ : Eficiencia de la caldera

## **Capítulo 3**

### **3 Resultados y análisis**

En esta sección se presentan los resultados obtenidos a partir de los criterios, fundamentos y cálculos desarrollados en el capítulo 2, los resultados se organizan de forma secuencial, iniciando por el levantamiento de información, de la evaluación de los sistemas de generación y distribución de vapor, posteriormente, se aborda el análisis de los consumidores y retorno de condensado. Finalmente, se realiza el análisis de pérdidas económicas por pérdidas en las diferentes partes del sistema todo esto con datos reales otorgados por el cliente, planta de balanceado para camarón.

#### **3.1 Levantamiento de información**

Para esta etapa se contó con acceso a las placas de identificación y la información técnica de los equipos, así como a reportes emitidos por el área de mantenimiento, en cuanto a las presiones de operación de cada sección del sistema, es importante considerar que el análisis se centra en la planta nueva (Planta 2). Esta instalación dispone de dos manifolds o clústeres principales, ubicados en el edificio de proceso, los cuales alimentan seis líneas de producción donde se encuentran los principales consumidores de vapor que, de acuerdo con la ingeniería desarrollada antes de la construcción, la capacidad de generación de vapor destinada para esta planta es de 1 500 Bhp.

Tabla 3.1

*Capacidad de generación y datos operativos de la planta*

<b>Parámetro</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidades</b>
Capacidad de generación total	2550	Bhp
Capacidad de generación para planta nueva	1500	Bhp
Presión de operación de calderas	120	Psig
Temperatura de operación del vapor de calderas	176.6	°C
Horas efectivas de funcionamiento	8000	Horas/año
Presión de cluster de edificio	7	Barg
Presión tanque de retorno de condensado	1	Barg
Cantidad de líneas producción	6	-

En esta etapa también se recopilaron los consumos teóricos y los índices de operación de cada equipo consumidor, información proporcionada por los fabricantes durante la fase de diseño ingenieril tanto del sistema de generación como del sistema de distribución de vapor. Estos datos incluyen el consumo estimado de vapor por equipo, la capacidad de producción correspondiente y los índices de rendimiento o producción, los cuales servirán como referencia para comparar con las mediciones reales obtenidas durante la auditoría.

Tabla 3.2:

*Datos teóricos de los equipos consumidores de la planta nueva (Planta 2)*

<b>Consumidor</b>		<b>Consumo de vapor [kg/h]</b>	<b>Capacidad [Tn/h]</b>	<b>Índice [kg/Ton]</b>
Ext	DDC	700	10	70
1	Acondicionador	200	10	20
Ext	DDC	700	10	70
2	Acondicionador	200	10	20
Ext	DDC	700	10	70
3	Acondicionador	200	10	20
Ext	DDC	700	10	70
4	Acondicionador	200	10	20
Ext	DDC	700	10	70
5	Acondicionador	200	10	20
Ext	DDC	700	10	70
6	Acondicionador	200	10	20
	Secadoras 1-3	3 400	10	340
	Secadoras 4-6	3 400	10	340
	Intercambiador	300	10	30

Por otra parte, el cliente proporcionó los datos utilizados internamente para el cálculo de sus indicadores de desempeño energético, los cuales fueron compartidos con el propósito de facilitar los análisis y asegurar una mayor precisión en la estimación del costo económico y energético asociado a las pérdidas de vapor que se identifiquen, entre esta información se incluyen parámetros como el poder calorífico del combustible empleado y su costo de adquisición, fundamentales para la evaluación energética y económica del sistema.

Tabla 3.3

*Datos del combustible usado por planta*

Datos combustibles		
Costo de combustible (dato suministrado por el cliente)	3.15	USD/Gal
Poder calorífico inferior (Diesel)	135.91	MJ/Gal
Poder calorífico inferior (GLP liquido)	99.95	MJ/Gal
Densidad GLP liquido	530	kg/m <sup>3</sup>

*Nota.* Otorgado por el cliente.

### **3.2 Generación de vapor**

En este apartado se presentan los resultados obtenidos a partir de las mediciones de consumo de combustible de cada una de las calderas, así como los parámetros registrados en los gases de combustión que salen por la chimenea, estas mediciones se realizaron mediante el uso de un analizador de gases, con el propósito de determinar la eficiencia térmica de cada caldera y evaluar su desempeño operativo bajo las condiciones reales de funcionamiento.

#### **3.2.1 Potencia entregada por el quemador**

En esta etapa, el primer paso consistió en determinar la potencia térmica suministrada por cada quemador, para ello, se utilizó el flujo de combustible medido y el poder calorífico del mismo, información proporcionada por el cliente. Entonces los resultados obtenidos muestran que los quemadores de las calderas entregan una potencia acorde con las condiciones de diseño establecidas, no obstante, dado que la caldera 2 no dispone de un medidor de flujo de combustible y el cálculo se realizó a partir del cambio de volumen en el tanque diario, es posible que exista un margen de error en la estimación, aun así, la potencia calculada se considera razonable y dentro de los valores aceptables para su operación, lo cuales se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 3.4:

*Flujos de combustibles medidos en las 3 calderas de generación de vapor de la planta*

<b>Caldera</b>	<b>Flujo de combustible</b>	<b>Unidades</b>
Caldera 1 (GLP)	229.00	Nm <sup>3</sup> /h
Caldera 2 (Diesel)	126.00	GPH
Caldera 3 (GLP)	551.91	Nm <sup>3</sup> /h

### 3.2.2 Eficiencia de calderas y análisis de gases

La Tabla 3.5 presenta los resultados del análisis de combustión realizado a las tres calderas cuando operan a potencia máxima (llama alta), en general, se observa que las tres unidades presentan niveles adecuados de eficiencia y estabilidad en la combustión, aunque existen diferencias relevantes en su desempeño térmico y condiciones de operación.

Tabla 3.5:

*Valores de parámetros de análisis de gases con las calderas en llama alta (potencia máxima)*

<b>Parámetros</b>	<b>Caldera 1</b>	<b>Caldera 2</b>	<b>Caldera 3</b>
Eficiencia [%]	88.70	87.40	92.6
Oxígeno [%]	10.48	4.27	4.8
Dióxido de carbono [%]	6.96	11.07	10.72
Monóxido de carbono [ppm]	8	86	1200
Temperatura de salida de gases [°C]	198.60	275.9	199.4
Temperatura del aire de ingreso [°C]	32.30	33.5	42.4
Exceso de aire [%]	100	80	42

La caldera 3 alcanza la mayor eficiencia (92.6 %), lo cual se explica por la presencia de un economizador, que permite recuperar parte del calor sensible de los gases de escape, en contraste, las calderas 1 y 2 presentan eficiencias de 88.7 % y 87.4 %, respectivamente, valores aceptables para calderas convencionales, pero menores debido a una mayor temperatura de salida de gases y excesos de aire elevados.

Por otra parte, se analiza los residuos de la combustión, en la caldera 1, el contenido de O<sub>2</sub> (10.48 %) y CO<sub>2</sub> (6.96 %) indica combustión con exceso de aire elevado (100 %), esto provoca una dilución del CO<sub>2</sub> y una ligera reducción de la eficiencia por enfriamiento de los gases, mientras que en la caldera 2, el O<sub>2</sub> (4.27 %) y CO<sub>2</sub> (11.07 %) se encuentran cercanos a los valores óptimos para diésel, aunque el CO (86 ppm) refleja una mezcla aire-combustible no completamente homogénea, finalmente en la caldera 3, los valores de O<sub>2</sub> (4.8 %) y CO<sub>2</sub> (10.72 %) son óptimos, pero el CO (1200 ppm) evidencia una deficiencia de aire local o problemas de mezcla en la zona de combustión, aun así, el sistema compensa con mayor recuperación térmica mediante el economizador.

Entonces, las calderas 1 y 2 presentan combustión eficiente pero mejorable, principalmente por el exceso de aire y las pérdidas térmicas por los gases de escape y la caldera 3, equipada con economizador, alcanza el mejor desempeño térmico, aunque se recomienda ajustar la relación aire/combustible para reducir la concentración de CO para garantizar una combustión más limpia y uniforme.

En cambio, en la Tabla 3.6 se presentan los resultados del cálculo de la potencia real entregada por las calderas en condición de llama alta, se observa que la caldera 2 muestra la mayor diferencia respecto a su potencia nominal, con un 5.75 %, además de ser la unidad con menor eficiencia térmica según el análisis de gases. Estos resultados confirman la existencia de oportunidades de mejora en la eficiencia de combustión de dicha caldera, lo que permitiría optimizar el uso del combustible y reducir las pérdidas energéticas.

Tabla 3.6:

*Potencia real entregada por las calderas en llama alta*

Caldera	Potencia teórica (Bhp)	Potencia entregada por el quemador (kW)	Potencia real máxima de la caldera	Porcentaje de diferencia [%]
Caldera 1 (GLP)	600	6550	592	1.3
Caldera 2 (Diesel)	450	4756	423	6.0
Caldera 3 (GLP)	1500	15760	1487	0.8

### 3.3 Sistema de distribución de vapor

#### 3.3.1 Inspección visual y termográfica

Durante el recorrido de inspección, se efectuó una verificación visual y termográfica a lo largo de las líneas principales de transporte de vapor, las mediciones de temperatura superficial se realizaron con cámara termográfica, obteniéndose valores de superficie entre 40 °C y 45 °C, lo cual es consistente con una pérdida de calor reducida y un aislamiento en buen estado, tampoco se encontraron puntos calientes, condensaciones superficiales ni zonas con aislamiento dañado o ausente, por lo que se puede concluir que el aislamiento térmico está correcto. A modo de referencia, la (Spirax-Sarco, 2022) establece que, en sistemas bien aislados, la temperatura de superficie externa no debe superar los 45 °C para tuberías con vapor saturado de baja presión, por lo que los valores medidos se encuentran dentro del rango esperado.

Por otra parte, el sistema de drenaje de condensado está compuesto por trampas de vapor tipo flotador ubicadas en los puntos bajos y derivaciones principales, durante la inspección con el equipo TLV Pocket Trapman PT1, todas las trampas asociadas a la red de distribución mostraron funcionamiento normal, sin presencia de fugas de vapor vivo ni bloqueos de condensado. Por tanto, se determina que no existen pérdidas significativas por drenaje en el tramo de distribución y que las trampas cumplen su función de separación eficiente, la información

recolectada en el recorrido se presenta en la tabla 3.7 y la estimación de las pérdidas usando la calculadora para ingeniería que ofrece TLV en la tabla 3.8.

Tabla 3.7

*Tuberías principales de distribución de vapor en la sala de caldera y pipe rack hasta el edificio*

<b>Tramo</b>	<b>Longitud total [m]</b>	<b>Horizontal [m]</b>	<b>Vertical [m]</b>	<b>Diámetro nominal</b>
Caldera – manifold principal	10	8	2	10”
Manifold principal – manifold 1 edificio	150	120	30	8”
Manifold principal – manifold 1 edificio	168	130	38	8”
Tanque de condensado -desaireador	160	140	20	3”

Tabla 3.8:

*Estimación de pérdidas de calor en el sistema de distribución de vapor*

<b>Tramo</b>	<b>Presión [psig]</b>	<b>Perdida de calor [W]</b>	<b>Carga de condensado [kg/h]</b>
Caldera – manifold principal	120	1585,66	2.81
Manifold principal – manifold 1 edificio	120	19775	35.14
Manifold principal – manifold 1 edificio	120	22148	39.36

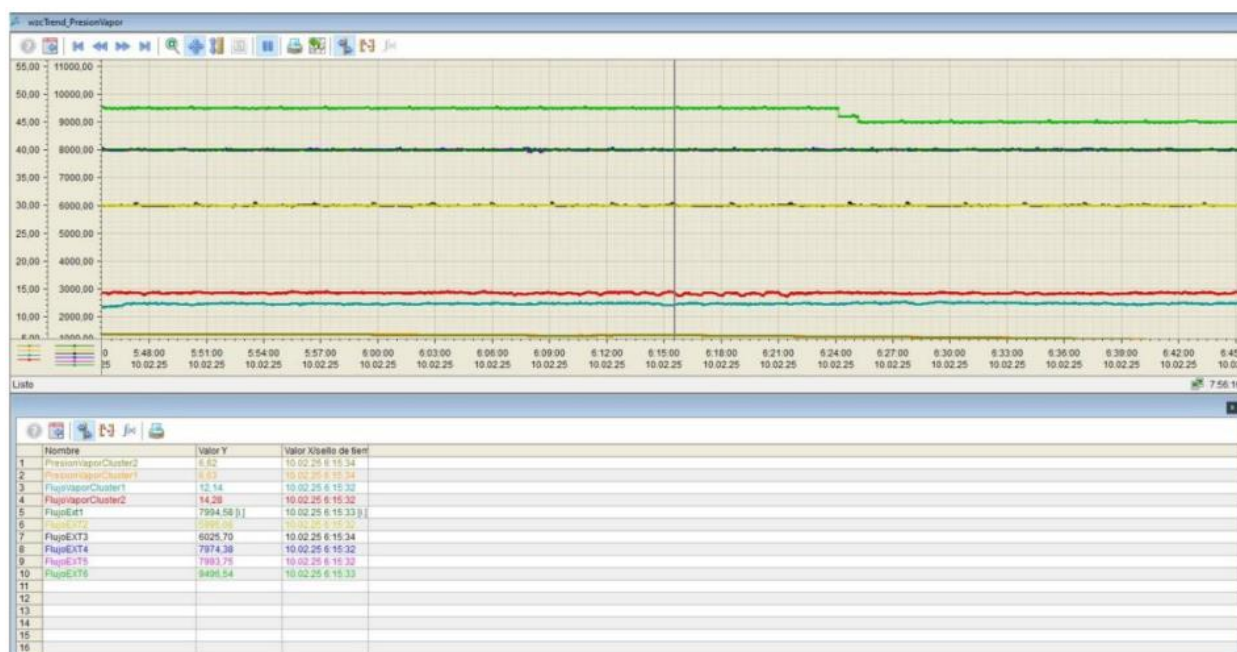
### 3.4 Consumo y retorno de condensado

En este apartado se presentan los resultados de la evaluación de los principales consumidores de vapor y del sistema de retorno de condensado, entonces para la determinación de los flujos de vapor, se utilizaron los gráficos del indicador de desempeño energético,

expresado como consumo de vapor por tonelada de producción de cada máquina proporcionado por el cliente. Esto tiene como objetivo comparar los consumos teóricos considerados en el diseño de la planta con los valores reales obtenidos en operación, además de identificar posibles ineficiencias. En la Figura 3.1 y Tabla 3.9 se muestran los índices de consumo de vapor correspondientes a los distintos equipos evaluados.

**Figura 3.1:**

*Gráfico de índices de las diferentes líneas de producción*



**Tabla 3.9**

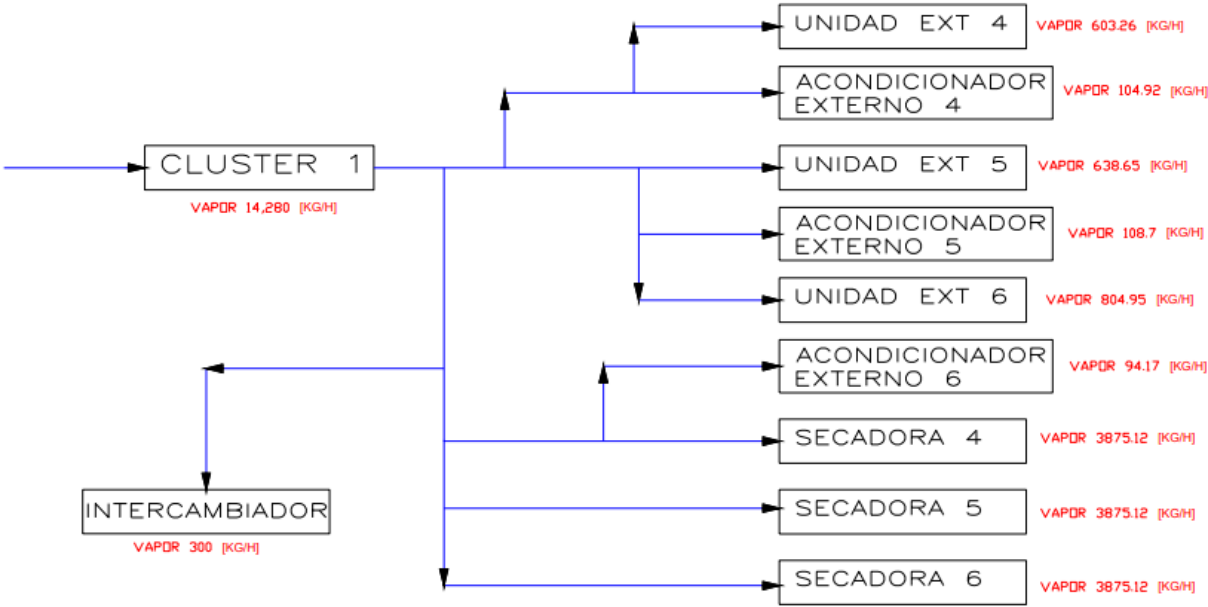
*Consumos de producción por extrusora*

Detalle	Capacidad de línea [Tn/h]
Extrusora 1	7.99
Extrusora 2	5.99
Extrusora 3	6.02
Extrusora 4	7.97
Extrusora 5	7.99
Extrusora 6	9.49

En las Figuras 3.2 y 3.3 se presentan los resultados correspondientes a los consumos reales y la distribución del vapor en cada una de las líneas que alimentan los principales equipos

consumidores de la planta, de acuerdo con estos resultados, se observa que los equipos de secado (secadoras 1–3 y 4–6) son los principales consumidores de vapor del sistema, concentrando más del 80 % de la demanda total. Por esta razón, el análisis energético se enfoca principalmente en este grupo de equipos, estos resultados permiten identificar a las secadoras como el grupo de equipos responsables del déficit de vapor durante los picos de producción, ya que su consumo excede de forma considerable la capacidad de generación instalada.

**Figura 3.2**  
*Diagrama de consumos de vapor cluster 1*



**Figura 3.3:**

*Diagrama de consumos de vapor modulo cluster 2*

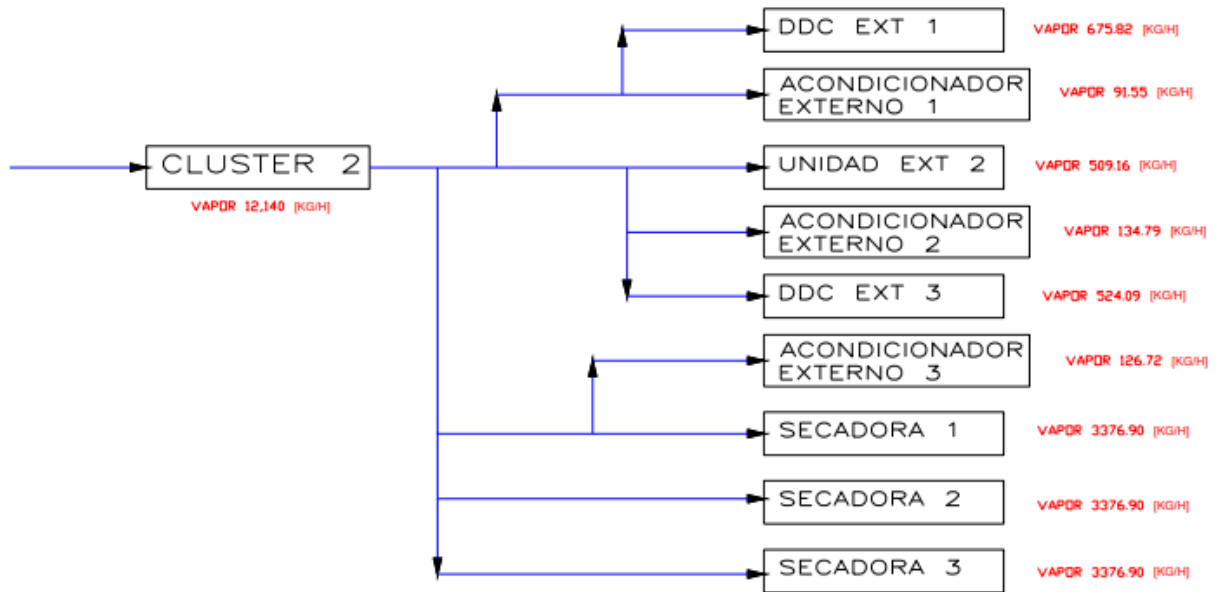


Tabla 3.10

*Consumo de vapor, retorno de condensado y potencia de caldera consumida por cada equipo*

Equipo		Consumo de vapor [kg/h]	Retorno de condensado [kg/h]	Potencia de caldera usada [BHP]
Ext	DDC	660.16	0	42.18
1	Acondicionador	90.06	0	5.75
Ext	DDC	501.32	0	32.03
2	Acondicionador	129.91	0	8.30
Ext	DDC	507.57	0	32.43
3	Acondicionador	120.70	0	7.71
Ext	DDC	603.26	0	38.55
4	Acondicionador	104.92	0	6.70
Ext	DDC	638.65	0	40.81
5	Acondicionador	108.70	0	6.95
Ext	DDC	804.95	0	51.43
6	Acondicionador	94.17	0	6.02
Secadoras 1-3		10130.71	10130.71	647.33
Secadoras 4-6		11625.35	11625.35	742.83
Intercambiador		300	300	19-17

La Tabla 3.10 presenta el consumo de vapor, el retorno de condensado y la potencia de caldera utilizada por los principales equipos del proceso, se observa que los mayores consumidores de vapor corresponden a las secadoras 1-3 y 4-6, con demandas de 10 130.71 kg/h y 11 625.35 kg/h, respectivamente, lo que equivale a 647.33 BHP y 742.83 BHP. En conjunto, estos equipos representan la mayor parte de la carga térmica del sistema, evidenciando que el proceso de secado constituye el principal consumidor de vapor dentro de la planta.

Por otro lado, las extrusoras (Ext 1–6) y sus respectivos preacondicionadores presentan consumos individuales menores, aunque significativos al considerarse de forma conjunta, por su parte las extrusoras registran demandas entre 501.32 kg/h y 804.95 kg/h, mientras que los acondicionadores consumen entre 90.06 kg/h y 129.91 kg/h. Es importante destacar que estos equipos utilizan inyección directa de vapor, por lo que no existe retorno de condensado, lo que implica que este vapor se pierde como humedad del producto y debe ser repuesto continuamente por la caldera, esta condición incrementa la demanda de agua tratada, combustible y productos químicos, afectando el desempeño energético global del sistema.

Al agrupar estos equipos, se obtiene un consumo de vapor no recuperado de aproximadamente 4364.37 kg/h, equivalente a 278.87 BHP, lo que representa una fracción importante de la capacidad de generación instalada. En contraste, los equipos de secado e intercambiador operan con sistemas de calentamiento indirecto, permitiendo la recuperación total del condensado y contribuyendo a mejorar la eficiencia del sistema de vapor.

Por otra parte, la Tabla 3.11 muestra que la demanda total de vapor de la planta supera la capacidad de generación instalada, ya que al considerar las pérdidas por fugas en trampas de vapor y sumar los consumos de los equipos de proceso, la potencia requerida asciende a 1689.21 BHP, es decir, un 15.6 % superior a la capacidad de generación diseñada (1500 BHP). Este

resultado confirma la existencia de un déficit estructural de vapor, el cual puede provocar caídas de presión, disminución en el desempeño de los equipos y limitaciones en la capacidad productiva de la planta.

Tabla 3.11:

*Comparación de consumos reales y teóricos de la planta 2 en potencia de caldera*

Consumidor	Potencia real equivalente [BHP]	Potencia teórica [BHP]
Modulo 1	912.90	575
Modulo 2	776.10	545
TOTAL	1689	1120

En la Tabla 3.12 se presentan los consumos reales de vapor comparados con los valores teóricos de diseño, en el caso de los acondicionadores y extrusoras, se observan diferencias moderadas entre ambos valores; sin embargo, no se evidencian sobreconsumos significativos que permitan atribuirles la causa principal del déficit de vapor, por el contrario, al analizar los resultados de las secadoras, se aprecia un consumo considerablemente superior al previsto en el diseño: los secadores 1 al 3 del primer clúster presentan un incremento del 49 %, mientras que los secadores 4 al 6 del segundo clúster registran un aumento del 34.5 % respecto al consumo teórico. Estos resultados indican la necesidad de investigar las causas que originan el sobreconsumo de vapor en estos equipos, ya que podrían estar asociados a ineficiencias operativas, pérdidas térmicas o fallas en las trampas de condensado.

Tabla 3.12:

*Comparación de consumos reales con los consumos teóricos en los equipos consumidores de la planta 2.*

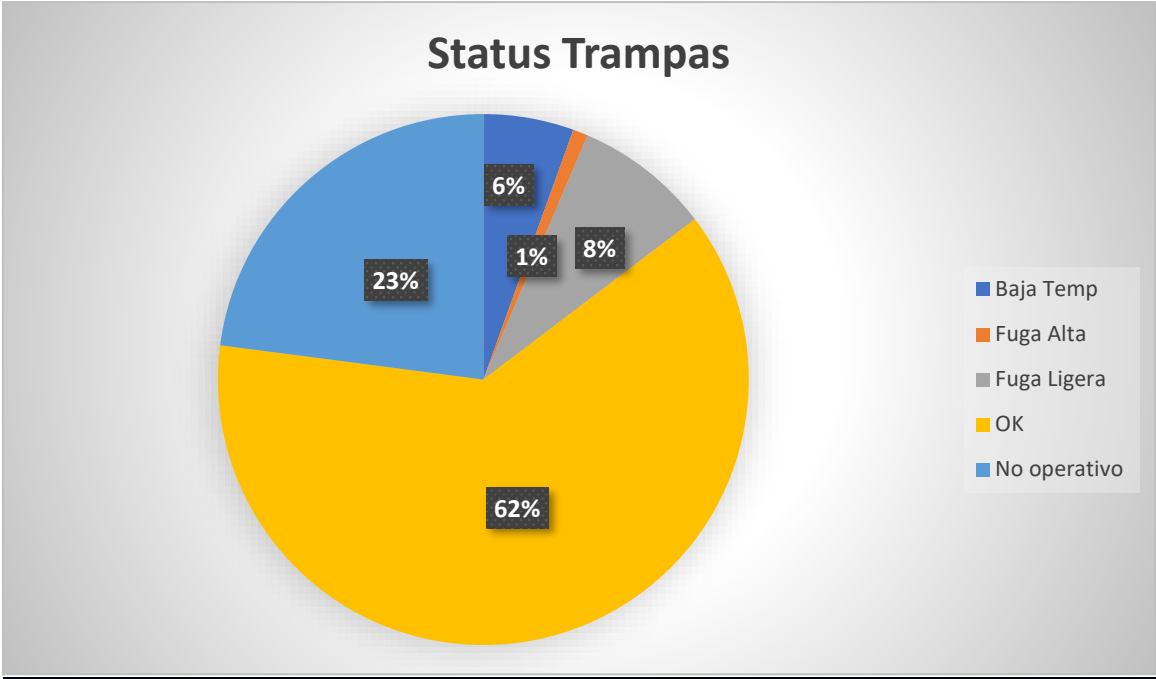
Detalle	Consumo de vapor [kg/h]		Capacidad [Tn/h]		Índice [kg/Ton]		Porc. De variación [%]
	Real	Teórico	Real	Teórico	Real	Teórico	
Ext DDC	660.16	700		10	82.62	70	+18
1 Acondicionador	90.06	200	7.99	10	11.27	20	-44
Ext DDC	501.32	700		10	83.69	70	+20
2 Acondicionador	129.91	200	5.99	10	21.69	20	+8
Ext DDC	507.57	700		10	84.31	70	+20
3 Acondicionador	120.70	200	6.02	10	19.98	20	0
Ext DDC	603.26	700		10	75.69	70	+8
4 Acondicionador	104.92	200	7.97	10	13.16	20	-34
Ext DDC	638.65	700		10	79.93	70	+14
5 Acondicionador	108.70	200	7.99	10	13.60	20	-32
Ext DDC	804.95	700		10	84.82	70	+21
6 Acondicionador	94.17	200	9.49	10	9.92	20	-50
Secadoras 1-3	10130.71	3 400	20	10	506.54	340	+49
Secadoras 4-6	11625.35	3 400	25.45	10	456.79	340	+34.5
Intercambiador		300		10		30	

Por otra parte, al analizar conjuntamente los consumos de vapor y la capacidad de producción, se observa que las secadoras están operando por encima de la capacidad inicialmente planificada, no obstante, al revisar el indicador de consumo específico de vapor, se evidencia que este es superior al valor proporcionado por el fabricante del equipo, de esta comparación se deduce que, si bien las secadoras presentan una mayor capacidad operativa, también muestran ineficiencias energéticas, reflejadas en un índice de consumo elevado. Con el fin de identificar las posibles causas de estas ineficiencias, se procedió a evaluar todas las trampas de condensado asociadas a las secadoras, ya que estos dispositivos suelen constituir

puntos críticos de fuga de vapor vivo hacia las líneas de retorno de condensado y los resultados se muestra en la Figura 3.4

**Figura 3.4:**

Gráfico de pastel con los status de las trampas analizadas en los consumidores de vapor



En el gráfico se observa que de un total de 109 trampas la mayoría de las trampas de vapor están funcionando correctamente, sin embargo, un 1% presenta fugas altas y un 8% fugas ligeras, según los resultados obtenidos con el analizador de trampas, estas fugas serán objeto de un análisis adicional para determinar la potencia equivalente de vapor que se está perdiendo en la caldera, así como el costo anual asociado a mantenerlas en dichas condiciones.

Tabla 3.13

*Costos anuales por fugas en trampas que presentan fuga ligera (FL) y fuga alta (FA).*

Área	Ubicación	Marca	Modelo	Tamaño	$\Delta$ Presión [Barg]	Status	Flujo [kg/h]	Fuga [kg/h]	Potencia [Bhp]	Costo [USD/h]	USD/Año
Secadora	Nivel 1	Spirax Sarco	FT43-10	1-1/2"	5	FL	968.80	96,88	6.17	26.98	61,318.51
Secadora	Nivel 1 Mezanine	Spirax Sarco	FT43-10	1-1/2"	5	FL	968.80	96,88	6.17	26.98	61,318.51
Bomba de condensado	Nivel 1 Ext. Edif.	Spirax Sarco	TD42	1-1/2"	6	FL	330.00	33	2.10	2.60	20,870,15
Bomba de condensado	Nivel 1 Ext. Edif.	Spirax Sarco	TD42	1-1/2"	6	FL	330.00	33	2.10	2.60	20,870,15
Separador	Nivel 2	Genebre	2285	1"	6	FL	720.00	72	4.59	5.70	45,616.20
Separador	Nivel 2	Genebre	2285	1"	6	FL	720.00	72	4.59	5.70	45,616.20
Separador2	Nivel 2	Genebre	2285	3/4"	6	FA	310.00	155	9.88	12,27	98,189.13
Separador	Nivel 2	Genebre	2285	1"	6	FL	720.00	72	4.59	5,70	45616,20
Rack Reg	Nivel 3	Spirax Sarco	FTGS-14	1/2"	6	FL	320.00	32	2.04	2.15	20,273.87
Hx	Nivel 4	Forbes	FMTD64	1/2"	5	FL	300.00	30	1.91	2,37	18,981.90

La Tabla 3.13 presenta los resultados más relevantes obtenidos durante la auditoría energética, en primer lugar, se observa el alto costo anual asociado a fugas en trampas de vapor de gran capacidad, como las Spirax Sarco FT43-10, instaladas en las líneas de las secadoras, donde incluso una fuga ligera (FL) representa una pérdida económica superior a USD 61,318.51 por unidad al año.

No obstante, las trampas de menor capacidad tampoco deben subestimarse, ya que su efecto acumulativo genera un costo total anual de aproximadamente USD 438 670.82, considerando únicamente las trampas el total de trampas con fuga, este valor es suficiente para justificar el reemplazo inmediato de las trampas con pérdidas, aun cuando representen una fuga ligera y alta. Adicionalmente es importante tener mencionar que las trampas de las secadoras están sobredimensionadas, ya que en el cálculo de la capacidad que se realizó en el apéndice A se muestra que la capacidad es de 3400 kg/h para el diferencial de presión que trabaja, sin embargo, el flujo que pasa por ella es de 968,80 hg/h por lo cual, esta puede ser una de las razones de la ineficiencia de las secadoras

Otro parámetro de gran relevancia corresponde a la potencia equivalente perdida, expresada en BHP (Boiler Horsepower), el análisis de este valor permite cuantificar la energía térmica que se pierde a través de las fugas (44,14 BHP en total) y, por ende, evaluar el impacto directo sobre el déficit de vapor que presenta la planta, con estos resultados se puede determinar si el déficit se debe exclusivamente a pérdidas por fugas de trampas, o si existe también un componente de sobredemanda por parte de los equipos de proceso (particularmente las secadoras), lo cual será determinante para decidir si es necesario incrementar la capacidad de generación de vapor o mejorar la eficiencia de consumo, esto se presenta en la siguiente tabla:

Por lo tanto, se concluye que el déficit de vapor identificado en la planta es consecuencia de dos factores principales: primero, las ineficiencias del sistema, asociadas principalmente a fugas en trampas de vapor que provocan pérdidas energéticas continuas y segundo, un sobreconsumo de las secadoras, cuyos valores reales de demanda superan los establecidos en el diseño original, lo que evidencia un uso ineficiente del recurso térmico durante la operación. Adicionalmente se muestra la tabla 3.14 donde claramente se puede observar que el retorno de condensado de las secadoras es mayor la condesando teórico mientras que los otros equipos

Tabla 3.14:

*Flujo de condensados*

<b>Sistema</b>	<b>Flujo de condensado teórico [kg/h]</b>	<b>Flujo de condensado real [kg/h]</b>
Secadoras	20 400	21 756
Intercambiador	300	300
Condensado líneas	3 258	3 258
<b>TOTAL</b>	<b>23 958</b>	<b>25 314</b>

Tabla 3.15:

*Velocidades de vapor flash en tuberías de condensado*

<b>Bota</b>	<b>Diámetro línea de vapor</b>	<b>Presión [Bar]</b>	<b>Condensado [kg/h]</b>	<b>Vapor Flash [kg/h]</b>	<b>Condensad o NPS CD40</b>	<b>Velocidad de vapor flash [m/s]</b>
Separador secador	6"	8	100	14	1"	11.26
Entrada secadora	6"	8	100	14	3/4"	18.18
Separador extrusora	2"	8	17	2	1/2"	5.34
Entrada extrusora	1 ½"	3	13	2	1/2"	4.29
Entrada DDC	1 ½ "	3	13	2	2"	0.39

Salida trampa cada secadora	-	8	850	115	1 ½”	40.51
Línea princ. Secadora	-	8	3600	486	2 ½”	73.19
Línea Princ. Alta Ext	-	8	100	13	2 ½”	2.03
Línea Princ. Baja ext	-	3	160	22	2 ½”	3.25

---

Finalmente, en la Tabla 3.15 se presenta un resumen de las velocidades del vapor flash en las líneas de retorno de condensado, como era de esperarse, el sobreconsumo de vapor en las secadoras genera una mayor producción de vapor flash, lo que incrementa la velocidad del flujo en las tuberías de condensado. Este incremento puede resultar problemático, ya que velocidades elevadas 73.19 m/s y 40.5 m/s favorecen la aparición de golpes de ariete, erosión en los componentes y esfuerzos mecánicos sobre los accesorios de la línea.

De hecho, se ha evidenciado daño en algunos elementos del sistema, como los filtros tipo “Y” de las líneas de condensado de las secadoras, lo cual confirma la presencia de este fenómeno, para corregir esta condición, se plantean dos alternativas: reducir el consumo de vapor de las secadoras, o redimensionar las tuberías de condensado, de modo que puedan manejar los caudales y velocidades reales generados bajo las condiciones actuales de producción.


### **Análisis de costo y selección de trampa de reemplazo**

Para este trabajo se realizó la selección de una trampa de vapor equivalente a la Spirax Sarco FT43-10 como ejemplo, optando por un modelo de la marca Ari Armaturen, de acuerdo con la disponibilidad y especificaciones técnicas proporcionadas por la empresa Enerfluid, distribuidor autorizado de dicha marca, la selección se efectuó mediante el software

especializado Ari MyValve, el cual permite determinar la capacidad óptima de descarga en función del diferencial de presión y las condiciones de operación del sistema.

### Figura 3.5:

Selección de trampa Ari Armaturen para las secadoras



ARI-myValve® - Version 3.17  
ARI-Steam Traps CONA-Calculation

Project data		
Project-No.	TRAMPAS-ARI-	
Description	DIMENSIONAMIENTO DE TRAMPAS SECADORAS	
Customer	INBALNOR	
Contact		
Prepared by	ANDERSON ARGUELLO	
Order		
TAG-No.	tagnumber	
Note		
Media and process data	Value	Unit
Media selection	Saturated steam	
Operating pressure [p1]	7.0	bar(g)
Back pressure [p2]	2.0	bar(g)
Differential pressure [Δp]	5.0	bar(g)
Flow capacity [mh1] (at Δp)	970.0	kg/h
Result data	Value	Unit
Boiling temperature [tn]	170.48	°C
Heat capacity [Q]	551.36	kW
max. controller performance (at Δp)	2840.7	kg/h
Product data		
Productkey	19251800032	
Article code	126310040110581	
Type	ARI-CONA S 12631-1	
Designation	Ball float steam trap with inside strainer and flanges for steam range	
Material	EN-JL1040	
Nominal pressure	PN 16	
Connection	flange	
Nominal diameter	DN 40	
Controller	R8	
Diff_press	8 bar(ü)	
Max_PS	8 bar(ü)	
TS	300 °C	
Face-to-face dimension	230 mm	
Installation position	vertical - Inlet from above	
Weight Valve[kG]	24,7	

El costo unitario de cada trampa seleccionada es de 1 995,25 USD, y con base en el análisis económico realizado, se determinó que la inversión se recupera en aproximadamente 260 horas efectivas de operación, considerando las pérdidas actuales de vapor. Por lo tanto, el recambio inmediato de estas trampas se encuentra plenamente justificado, tanto desde el punto de vista técnico como económico, al representar un ahorro significativo en el consumo de combustible y una mejora directa en la eficiencia del sistema de vapor.

## Capítulo 4

## **4.1 Conclusiones y recomendaciones**

### ***4.1.1 Conclusiones***

El sistema de vapor de la planta presenta un déficit energético global, evidenciado al comparar la capacidad de generación instalada (1500 BHP) con la demanda real medida, que asciende a 1 689.21 BHP, es decir, un 15.6 % superior a la capacidad de diseño, este desequilibrio se atribuye principalmente al sobreconsumo de vapor en las secadoras, cuyos valores de operación superan significativamente los consumos teóricos considerados en la etapa de diseño del sistema y en menor medida, también contribuyen al déficit las fugas de vapor a través de trampas defectuosas. Por tanto, se concluye que la insuficiencia de generación observada durante los picos de producción responde esencialmente a una demanda mayor a la prevista en el proceso de secado.

Las pérdidas de energía en el sistema de vapor son atribuibles principalmente a fugas en trampas de condensado y al sobreconsumo en las secadoras, las trampas con fugas ligeras, especialmente las de gran capacidad (Spirax Sarco FT43-10), generan pérdidas energéticas significativas que equivalen a más de USD 438,670.82 anuales, mientras que las secadoras presentan consumos entre 34 % y 49 % mayores que los teóricos, contribuyendo directamente al déficit de vapor de la planta.

El análisis de generación de vapor evidenció un desempeño variable entre las calderas, dependiendo del tipo de combustible y de su equipamiento térmico, las calderas que operan con GLP alcanzaron eficiencias entre 88.7 % y 92.6 %, mientras que la caldera que utiliza diésel registró una eficiencia de 87.4 %, influenciada por un mayor exceso de aire, esto demuestra la necesidad de implementar un control de combustión más preciso y estrategias de recuperación de calor.

El sistema de distribución de vapor presenta un buen estado técnico y térmico, las mediciones termográficas registraron temperaturas superficiales entre 35 °C y 45 °C, dentro de los valores recomendados por normas y buenas prácticas de aislamiento, no se identificaron fugas en válvulas y trampas de condensado lo que indica una adecuada conservación del aislamiento y mínimas pérdidas térmicas a lo largo del transporte.

El sistema de retorno de condensado opera de forma adecuada no obstante, el análisis evidenció que, si bien el sistema fue diseñado originalmente con base en los consumos teóricos de las secadoras, el aumento real en la demanda de vapor ha incrementado proporcionalmente el volumen de condensado generado y vapor flash, como resultado, los diámetros actuales de las líneas de retorno son insuficientes para manejar los caudales presentes, lo que puede provocar restricciones de flujo, acumulaciones localizadas y condiciones que favorecen la aparición de golpes de ariete. En consecuencia, aunque el sistema conserva su funcionalidad, se concluye que su configuración actual limita la confiabilidad operativa y la eficiencia térmica, por lo que se recomienda evaluar un redimensionamiento parcial de las líneas de retorno o la implementación de puntos de descarga adicionales que garanticen un flujo estable y seguro bajo las condiciones de operación actuales.

#### ***4.1.2 Recomendaciones***

Se recomienda reemplazar las trampas de vapor que presentan fugas ligeras y altas, dado que el impacto económico anual de las pérdidas asociadas justifica plenamente la inversión, no obstante, es fundamental asegurar que las nuevas trampas seleccionadas posean una capacidad adecuada a las condiciones reales de operación, considerando el diferencial de presión disponible y el flujo de condensado correspondiente al indicador de producción de cada máquina, en caso de no disponer de información completa del proceso, se sugiere emplear la curva de rendimiento

de la trampa actual como referencia para realizar una selección técnica que garantice un correcto funcionamiento.

Se recomienda evaluar la incorporación de un economizador en la caldera 1 (600 BHP) combustible GLP, ya que esta medida permitiría incrementar la eficiencia térmica del sistema de generación, de acuerdo con los cálculos realizados, una mejora del 1 % en la eficiencia representa un ahorro aproximado de 8 USD por hora de operación, por lo que elevar su rendimiento del 88.7 % actual a valores entre 91 % y 92 %, similares a los alcanzados por la caldera 3, supondría un impacto económico significativo.

Por otra parte, en el caso de la caldera 2, que opera con diésel, la instalación de un economizador requiere un análisis más detallado, ya que la experiencia práctica indica que este tipo de equipos presenta mayores costos de mantenimiento y una vida útil más limitada en comparación con los que operan con gas. Por ello, se recomienda realizar un estudio técnico–económico comparativo, que incluya los costos de instalación, mantenimiento y vida útil esperada, con el fin de determinar la viabilidad real de implementar esta tecnología en cada caldera y maximizar el retorno de la inversión.

Se recomienda realizar un análisis de las trampas de vapor que registraron baja temperatura durante la evaluación, si bien estas trampas no representan una fuga de vapor, su condición puede afectar el desempeño térmico y la eficiencia de los equipos a los que están asociadas, al generar una evacuación deficiente del condensado. Esta situación podría deberse a obstrucciones internas, fallas mecánicas o una incorrecta selección del modelo respecto a las condiciones reales de presión y caudal, por lo tanto, se sugiere que en futuros trabajos se profundice en la inspección y diagnóstico de estas trampas.

## Referencias

- AFELMA. (2020). Guía de Buenas Prácticas Aislamiento térmico en la industria. *ASOCIACIÓN DE FABRICANTES ESPAÑOLES LANAS MINERALES AISLANTES*, 151. [https://afelma.org/wp-content/uploads/2020/10/Gu%C3%ADa-Buenas-Pr%C3%A1cticas-Aislamiento-en-la-Industria.pdf?utm\\_source](https://afelma.org/wp-content/uploads/2020/10/Gu%C3%ADa-Buenas-Pr%C3%A1cticas-Aislamiento-en-la-Industria.pdf?utm_source)
- Al Momani, D., Al Turk, Y., Abuashour, M. I., Khalid, H. M., Muyeen, S. M., Sweidan, T. O., Said, Z., & Hasanuzzaman, M. (2023). Energy saving potential analysis applying factory scale energy audit – A case study of food production. *Heliyon*, 9(3), e14216. <https://doi.org/10.1016/J.HELIYON.2023.E14216>
- Ari Armaturen. (2018). *Practical Guide to Steam and Condensate Engineering Technological concepts for an efficient and effective steam plant*. <http://www.ari-armaturen.com>
- Arnulfo Oelker Behn. (2020). *ARTÍCULO TÉCNICO ANÁLISIS DE EFICIENCIA EN CALDERAS ANÁLISIS DE LA EFICIENCIA EN CALDERAS*. [https://www.thermal.cl/docs/articulos\\_tecnicos/articulo\\_\\_\\_eficiencia\\_en\\_calderas.pdf?utm\\_source](https://www.thermal.cl/docs/articulos_tecnicos/articulo___eficiencia_en_calderas.pdf?utm_source)
- Babcock & Wilcox Company. (2015). *Steam Generation*. 42.
- Enerfluid SA. (2026, December). *Enerfluid trampas Ari Armaturen*. <https://enerfluid.ec/>
- FaoHOME. (2022). *APENDICE IV (ESTUDIO DE COMBUSTIBLES)*. [https://www.fao.org/4/t0269s/T0269S14.htm?utm\\_source](https://www.fao.org/4/t0269s/T0269S14.htm?utm_source)
- FLIR. (2025). *Thermography Cameras | FLIR Professional Tools | Teledyne FLIR*. <https://www.flir.es/browse/professional-tools/thermography-cameras/>
- Ochoa, G. V., Rojas, P., & Campos Avella, J. (2019). Energy Optimization of Industrial Steam Boiler using Energy Performance Indicator. *International Journal of Energy Economics and Policy* |, 9(6), 109–117. <https://doi.org/10.32479/ijeep.8188>
- Puente Rivera, J. G. (2022). *Auditoría energética y exergética del sistema de vapor de la industria novacero “planta Quito”*. <https://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/22559>
- REPDELSUR. (2023). *Detección de fugas con cámara termográfica - Grupo RepdelSur*. <https://repdelsur.com/deteccion-de-fugas-con-camara-termografica/>
- Sauermann group. (2020). *Analizadores de combustión Si-CA 030/130/230 | Sauermann group*. [https://sauermanngroup.com/es-ES/analizadores-de-combustion-si-ca-030-130-230?gad\\_source=1&gad\\_campaignid=22669018687&gbraid=0AAAAA9S\\_3rB6t5br4Khdj](https://sauermanngroup.com/es-ES/analizadores-de-combustion-si-ca-030-130-230?gad_source=1&gad_campaignid=22669018687&gbraid=0AAAAA9S_3rB6t5br4Khdj)

fqyY0e3ETE4&gclid=CjwKCAiA3fnJBhAgEiwAyqmY5Z5pJczWDlEtXlXI69bYwb6F7qF  
I-P-xDkRiJUujVliYMFxurCiXuCRoCeLwQAvD\_BwE

Silver Automation Instrument. (2021). *Vortex flowmeter with built-in temperature and pressure compensation for gas and steam*. <https://www.silverinstruments.com/product/flanged-vortex-flow-meter-with-Temp-pressure-compensation.html>

Spirax-Sarco. (2022). *FT43 Purgador de vapor de boya cerrada en hierro fundido DN25 a DN50*.

SYPYSA. (2022). *Calderas industriales: qué son y su uso - Blog SYPYSA*.  
<https://sypysa.com/blog/guia-basica-sobre-calderas-industriales/>

Thermopedia. (2020). *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat & Mass Transfer, and Fluids Engineering Online - Home*. Fuel Gases and Their Properties. <https://www.thermopedia.com/>

TLV. (2022). *Una Guía para la Inspección de Trampas de Vapor | TLV*. <https://www.tlv.com/es-mx/steam-info/steam-theory/trap-considerations/steam-trap-test>

U.S. Department of Energy. (2012). *IMPROVING STEAM SYSTEM PERFORMANCE: A SOURCEBOOK FOR INDUSTRY*.

## Apéndice A

### Generación

#### Cálculo de potencia de calderas

El cliente otorga el poder calorífico del GLP líquido y el medidor lo otorga en condiciones normalizadas por tanto se hará uso de la densidad normalizada y la densidad del GLP líquido para calcular la potencia de la caldera usando datos de las tablas 2.1, 3.3 y 3.4.

#### Caldera 1 – GLP

Paso 1: transformar el poder calorífico volumétrico del GLP líquido a poder calorífico masico:

$$PCI_{gas} = PCI * \rho_{gas-liquido}$$

$$PCI_{gas} = \frac{\left(99.95 \frac{MJ}{Gal}\right) \left(\frac{264.17 Gal}{1 m^3}\right)}{530 \frac{kg}{m^3}}$$

$$PCI_{gas} = 49.82 \frac{MJ}{kg}$$

Paso 2: Se convierte el poder calorífico masico a poder calorífico normalizado para usarlo con los flujos entregados por el medidor:

$$PCI_{gas-N} = PCI_{gas} * \rho_{gas-N}$$

$$PCI_{gas-N} = \left(49.82 \frac{MJ}{kg}\right) * \left(2.06 \frac{kg}{m^3}\right)$$

$$PCI_{gas-N} = 102.80 MJ/Nm^3$$

Paso 3: Calculo de potencia térmica con la formula convencional .2.1:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb} * PCI$$

$$\dot{Q}_{comb} = \left( 229.40 \frac{Nm^3}{h} \right) \left( \frac{1 h}{3600s} \right) * \left( 102.80 \frac{MJ}{Nm^3} \right)$$

$$\dot{Q}_{comb} = 6.55 MW = 6550 KW$$

### **Caldera 2 – Diesel**

Para el cálculo de la potencia con este combustible se puede usar directamente el poder calorífico ya que es un fluido no compresible la densidad se puede asumir constante.

$$\dot{Q}_{comb} = \left( 126 \frac{Gal}{h} \right) * \left( 135.91 \frac{MJ}{Gal} \right) \left( \frac{1 h}{3600 s} \right)$$

$$\dot{Q}_{comb} = 4.77 MW = 4756 kW$$

### **Caldera 3 – GLP**

Para este caso se repetirá el cálculo de la caldera 1, se usará el poder calorífico normalizado.

$$\dot{Q}_{comb} = \left( 551.91 \frac{Nm^3}{h} \right) \left( \frac{1 h}{3600s} \right) * \left( 102.80 \frac{MJ}{Nm^3} \right)$$

$$\dot{Q}_{comb} = 15.76 MW = 15760 KW$$

## **Eficiencia de caldera y análisis de gases de combustión**

En esta etapa se utilizó el analizador de gases Sauer mann, mediante el cual se registraron diversos parámetros de combustión, uno de los más relevantes es la eficiencia térmica de la caldera, determinada a partir del análisis de los gases de escape. Este procedimiento se llevó a cabo en cada una de las calderas del sistema, con el fin de evaluar su desempeño individual y comparar los resultados con los valores de referencia establecidos por el fabricante,

### **Caldera 1 – GLP**

#### **Figura A.1:**

*Análisis de gases caldera 1*

Gas analysis	
LPG	
O <sub>2</sub>	10.48 %
CO	8 ppm
NO	32 ppm
NOx	33 ppm
SO <sub>2</sub>	8 ppm
CO <sub>2</sub>	6.96 %
Eff. (eta+)	88.7 %
T flue	198.6 °C
T air	32.3 °C
delta T	166.4 °C
Draft	-0.071 lwg
X Air	100 %

Usando la ecuación 2.2 y el valor de la eficiencia medido por el analizador de gases se calcula la potencia efectiva en llama alta para la caldera 1:

$$\dot{Q}_{vapor} = 0.887 * \left(\frac{6550}{9,81}\right) BHP$$

$$\dot{Q}_{vapor} = 592 BHP$$

$$\eta_{cal} = \frac{\dot{Q}_{vapor}}{\dot{Q}_{comb}} \times 100 \quad (2.2)$$

### *Caldera 2 – Diesel*

#### **Figura A.2**

*Análisis de gases caldera 2*

#### Parameters

O <sub>2</sub> (%)	4.27	5.22	5.38	5.65	9.31
CO (ppm)	86	74	46	29	36
CO <sub>2</sub> (%)	11.07	10.44	10.34	10.16	7.74
Ren(bruto) (%)	87.4	87.7	88.8	90.7	92.2
T humo (°C)	309.4	288.7	264.3	220.7	156.5
T aire (°C)	33.5	32.9	32.1	31.4	30.9
delta T (°C)	275.9	255.9	232.2	189.3	125.6
Tiro (iwg)	-0.291	-0.257	-0.211	-0.190	-0.151
X Air (%)	26	33	34	37	80
Ren(neto) (%)	87.4	87.7	88.8	90.7	92.2

Usando la ecuación 2.2 y el valor de la eficiencia medido por el analizador de gases se calcula la potencia efectiva en llama alta para la caldera 2:

$$\dot{Q}_{vapor} = 0.874 * \left(\frac{4756}{9,81}\right) BHP$$

$$\dot{Q}_{vapor} = 423 BHP$$

#### Caldera 3 – GLP

#### Figura A.3

#### Análisis de gases caldera 3

#### Parameters

O <sub>2</sub> (%)	4.80	5.06	5.92	5.81	6.22
CO (ppm)	1200	1215	1218	1326	1584
CO <sub>2</sub> (%)	10.72	10.55	9.98	10.06	9.79
Ren(bruto) (%)	92.6	92.5	92.3	92.5	92.6
T humo (°C)	199.4	200.6	197.6	194.3	189.9
T aire (°C)	42.4	42.4	42.5	42.7	42.9
Tiro (iwg)	-0.396	-0.399	-0.371	-0.385	-0.381
X Air (%)	30	32	39	38	42
delta T (°C)	157.0	158.2	155.1	151.6	146.9
Ren(neto) (%)	92.6	92.5	92.3	92.5	92.6

Usando la ecuación 2.2 y el valor de la eficiencia medido por el analizador de gases se calcula la potencia efectiva en llama alta para la caldera 3:

$$\dot{Q}_{vapor} = 0.926 * \left(\frac{15760}{9,81}\right) BHP$$

$$\dot{Q}_{vapor} = 1488 BHP$$

#### Cálculo de ahorro de energía por mejora de eficiencia de calderas

Aquí se presentará el cálculo de ahorro económico que implicará el mejorar un 1% la eficiencia o lo que costaría perder un 1% de eficiencia de cada una de las calderas ya que son de diferentes potencias, para esto se hará uso de la ecuación 2.4:

Caldera 1

$$Ahorro_{comb} = \frac{229 \frac{Nm^3}{h} \left( 2.06 \frac{kg}{Nm^3} \right)}{530 \frac{kg}{m^3} \left( \frac{1 m^3}{264.17 Gal} \right)} \left( \frac{89,7 - 88,7}{89,7} \right) \left( 3.15 \frac{USD}{Gal} \right)$$

$$Ahorro_{comb} = 8,25 USD/h$$

Caldera 2

$$Ahorro_{comb} = 126 \frac{Gal}{h} \left( \frac{88.4 - 87.4}{88.4} \right) \left( 3.15 \frac{USD}{Gal} \right)$$

$$Ahorro_{comb} = 4.48 USD/h$$

Caldera 3

$$Ahorro_{comb} = \frac{551.91 \frac{Nm^3}{h} \left( 2.06 \frac{kg}{Nm^3} \right)}{530 \frac{kg}{m^3} \left( \frac{1 m^3}{264.17 Gal} \right)} \left( \frac{92.6 - 91.6}{92.6} \right) \left( 3.15 \frac{USD}{Gal} \right)$$

$$Ahorro_{comb} = 19.27 USD/h$$

### **Distribución**

Para el cálculo de la carga de condensado y las pérdidas de energía por radiación se utilizó una herramienta proporcionada por TLV

## Figura A.4

### Tramo caldera manifold sala de calderas

Grado de Tubería	<input type="text" value="ANSI Sch40"/>	▼
Tamaño de Tubería	<input type="text" value="NPS10"/>	▼
Aislamiento [?]	<input type="text" value="Rockwool"/>	▼
Presión de Vapor	<input type="text" value="120"/>	<input type="text" value="psig"/> ▼
Espesor de Aislamiento	<input type="text" value="50"/>	<input type="text" value="mm"/> ▼
Longitud de la Tubería [?]	<input type="text" value="10"/>	<input type="text" value="m"/> ▼

[+ Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Resultados		
Carga de Condensado	2.81805	<input type="text" value="kg/h"/> ▼
Calor Radiante	1585.66	<input type="text" value="W"/> ▼

## Figura A.5

### Tramo manifold sala de caldera manifold 1 del edificio

Grado de Tubería	<input type="text" value="ANSI Sch40"/>	▼
Tamaño de Tubería	<input type="text" value="NPS8"/>	▼
Aislamiento [?]	<input type="text" value="Rockwool"/>	▼
Presión de Vapor	<input type="text" value="120"/>	<input type="text" value="psig"/> ▼
Espesor de Aislamiento	<input type="text" value="50"/>	<input type="text" value="mm"/> ▼
Longitud de la Tubería [?]	<input type="text" value="150"/>	<input type="text" value="m"/> ▼

[+ Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Resultados		
Carga de Condensado	35.1442	<input type="text" value="kg/h"/> ▼
Calor Radiante	19775	<input type="text" value="W"/> ▼

## Figura A.6

Tramo manifold sala de caldera manifold 2 del edificio

Grado de Tubería	ANSI Sch40		▼
Tamaño de Tubería	NPS8		▼
Aislamiento [?]	Rockwool		▼
Presión de Vapor	120	psig	▼
Espesor de Aislamiento	50	mm	▼
Longitud de la Tubería [?]	168	m	▼

[+ Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Resultados		
Carga de Condensado	39.3615	kg/h
Calor Radiante	22148	W

### Consumo y retorno de condensado

#### *Cálculo de capacidad de trampa*

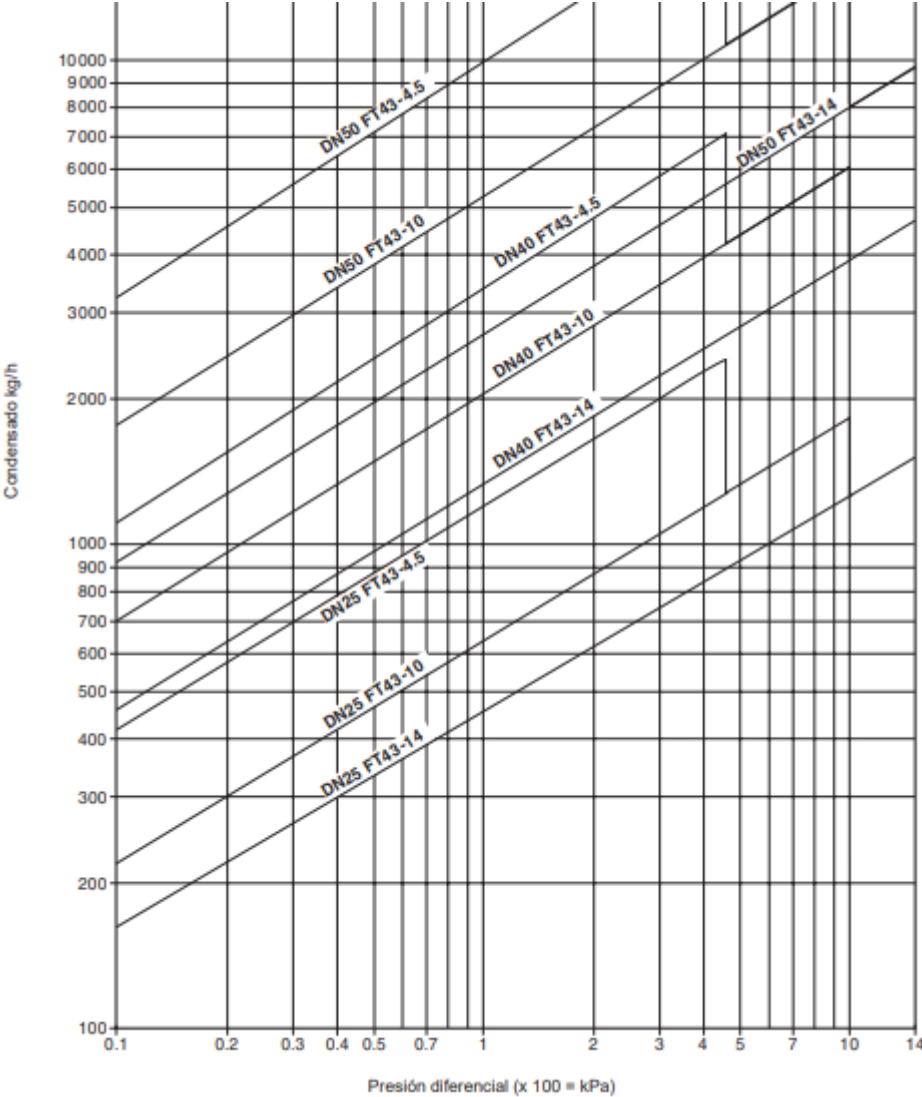
Para determinar la capacidad de una trampa de vapor es fundamental contar con información completa del modelo, marca y diámetro del orificio, asimismo, para identificar correctamente el punto de operación, es necesario conocer el diferencial de presión al que trabaja la trampa, por esta razón, resulta recomendable que las instalaciones dispongan de manómetros ubicados antes y después de cada trampa, para obtener mediciones más precisas y evaluar su desempeño real.

A partir de la curva característica del fabricante y del diferencial de presión medido, es posible determinar la capacidad efectiva de descarga de la trampa bajo las condiciones reales de

operación, este ejemplo se lo realizara con una trampa de las secadoras, marca: Spirax Sarco, Tamaño: DN40, Modelo: FT43-10, con esto datos se obtiene la curva:

**Figura A.7**

*Gráfico de capacidad de condensado vs diferencial de presión para trampas Spirax Sarco FT43*



Nota. Obtenido de (Spirax-Sarco, 2022)

En el caso de las secadoras, la presión de vapor antes de la trampa es de aproximadamente 6 barg cuando operan a máxima capacidad, mientras que la línea de retorno de condensado se encuentra a 1 barg, por lo tanto, el diferencial de presión efectivo entre ambos puntos es de 5 barg. Con base en este valor y utilizando la curva característica del fabricante, se determina que la capacidad nominal de la trampa bajo dichas condiciones de operación es de

aproximadamente 3400 kg/h, valor que se emplea para los cálculos de pérdidas de vapor en caso de mal funcionamiento o fuga.

Para que el valor sea lo más real posible, el cálculo del vapor perdido se hará con la ecuación 2.5 pero usando el flujo real de vapor que pasa por la trampa, asumiendo que el consumo de las secadoras es igual, entonces para el caso de esta trampa ubicada en la secadora 6 el flujo de vapor en la secadora es 3875 kg/h dado que la secadora tiene 4 trampas de vapor FT-43-10, el flujo por cada trampa es 968,80 kg/h y para el caso de una fuga ligera que presenta el 10% de la capacidad de una trampa, siguiendo con el mismo ejemplo estaría dado por:

$$\dot{m}_{v\ perd} = 968,80 \frac{kg}{h} \times 0.1$$

$$\dot{m}_{v\ perd} = 96,88 \frac{kg}{h} = 212,96 \frac{lb}{h}$$

Esto se lo pasa potencia de caldera:

$$\dot{Q}_{cal-t} = \frac{212,96}{34.5} BHP$$

$$\dot{Q}_{cal-t} = 6,17 BHP$$

Cálculo de costo anual por la fuga de la trampa ejemplo para esto se hará uso de la ecuación 2.8:

$$Ahorro_{trampas} = \frac{\left( 6,17 BHP \left( 9,81 \frac{kJ}{BHP} \right) \left( \frac{1 MJ}{1000 kJ} \right) \left( \frac{3600 s}{1 h} \right) \right)}{\left( 99,5 \frac{MJ}{Gal} \right) (0,9)} (3,15 USD/Gal)(8000 h)$$

$$Ahorro_{trampas} = 61,318.51 USD anuales$$

### **Análisis de costo de recambio de trampa**

Para ejemplificar el análisis económico, se tomó el caso de las trampas de condensado instaladas en las secadoras, por ser las de mayor capacidad, correspondientes al modelo FT43-10 DN40 de la secadora 4, para la selección del equipo equivalente se empleó el software Ari MyValve, con el cual se determinó como alternativa adecuada la Ari Cona S 12.631, equipada

con un controlador R8S. De acuerdo con la información proporcionada por la empresa Enerfluid, distribuidora autorizada de la marca Ari Armaturen, el costo unitario de esta trampa es de 1995,25 USD.

A partir de este valor, se procede a calcular el tiempo de retorno de la inversión, para lo cual se convierte el costo de la fuga de vapor a unidades de USD/h, permitiendo estimar el periodo requerido para recuperar la inversión mediante el ahorro generado por el reemplazo de la trampa.

$$Ahorro_{trampas} = \frac{61,318.51 \text{ USD}}{8000 \text{ h}}$$

$$Ahorro_{trampas} = 7,66 \text{ USD/h}$$

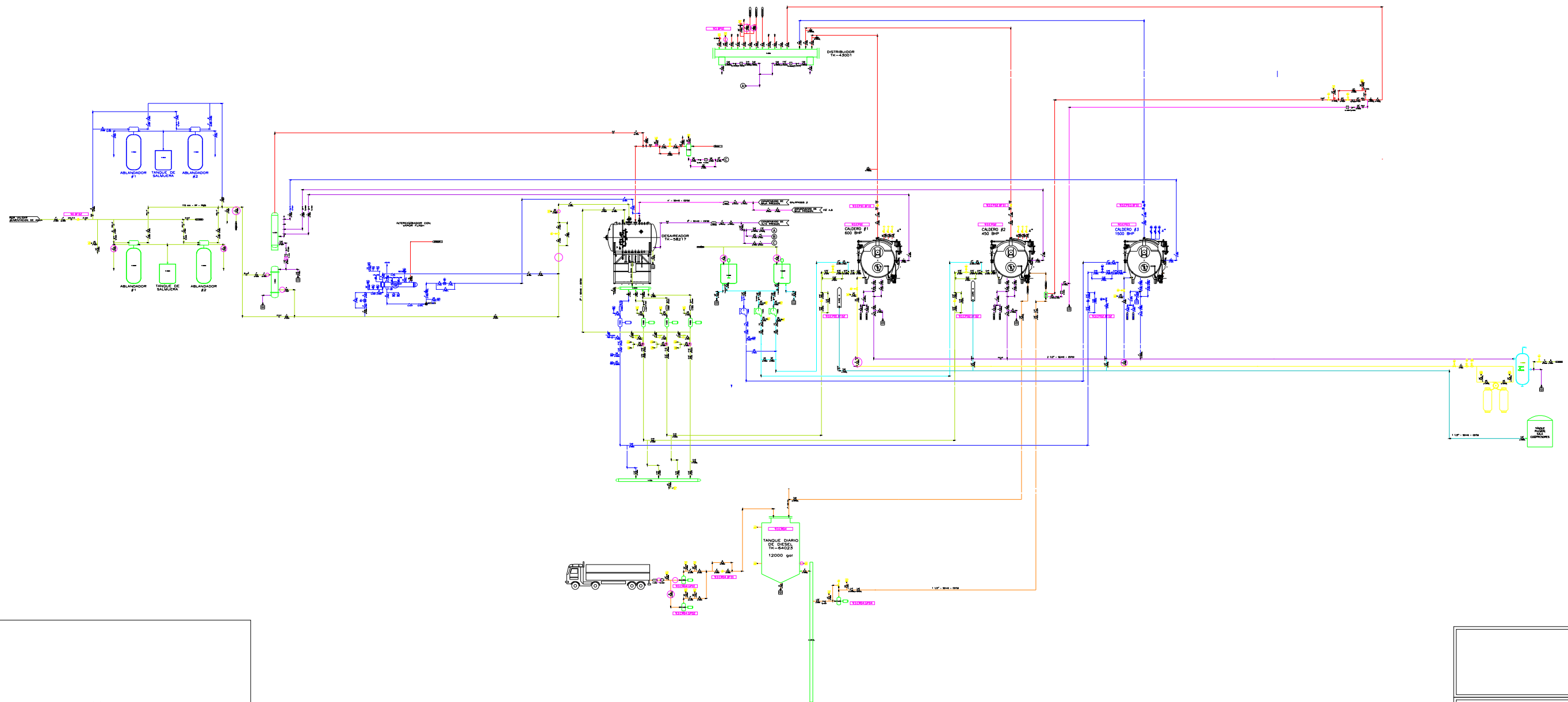
Tiempo de retorno de inversión:

$$ROI = \frac{1995,25 \text{ USD}}{7,66 \text{ USD/h}}$$

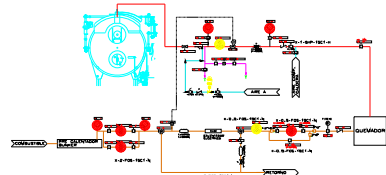
$$ROI = 260 \text{ horas}$$

## **Apéndice B**

FUTURO	AZUL
VAPOR	ROJO
DIESEL	NARANJA
AGUA CALDERAS	VERDE
CONDENSADO	FUCSIA
PURGAS	MORADO
GAS	AMARILLO
AIRE	TURQUESA



MODELO P&ID QUEMADOR DE CALDERAS



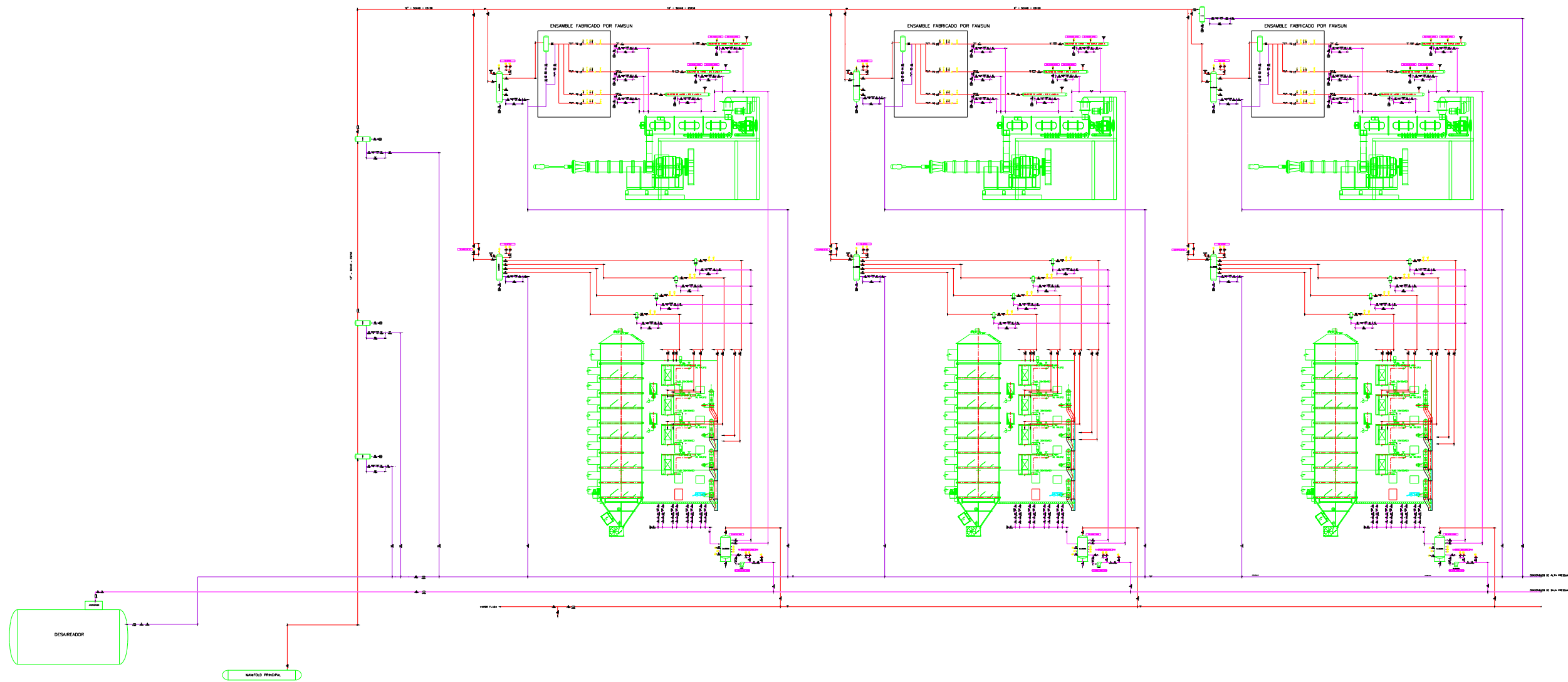
DRAWING No. SALA DE CALDERAS	REV. OC	FORMAT. A1
---------------------------------	------------	---------------

NAME CAD FILE  
SALA DE CALDERAS

REVISIONS				
NA	DATE	NAME	REV.	APP.

APPROVALS	
NAME	SIGNATURE

BOILER ROOM P&ID



DRAWING No.	REV.	FORMAT.
	0A	A1

NAME CAD FILE  
SECADORAS

VAPOR Y CONDENSADO P&ID

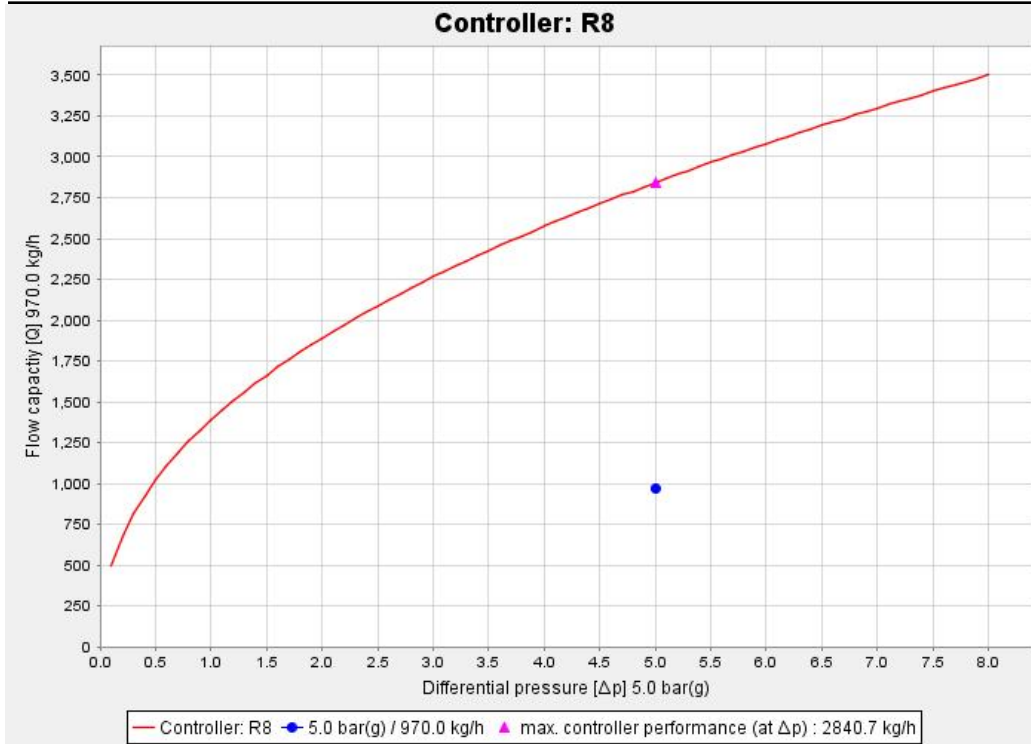
REVISIONS			
NO	DATE	NAME	REV. APP.

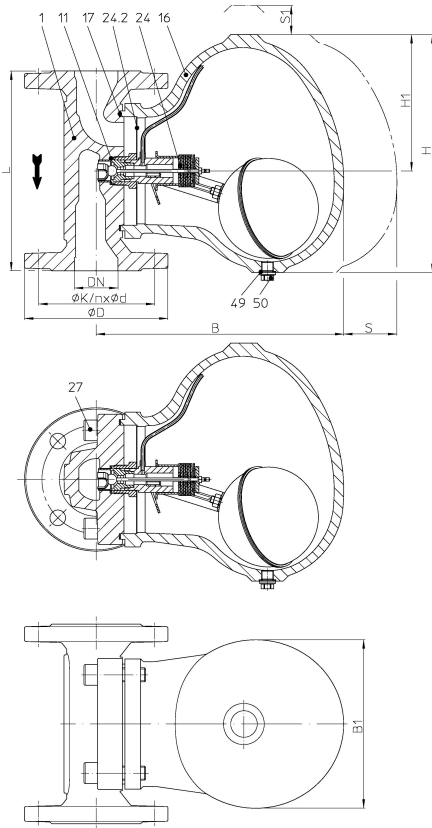
APPROVALS	
NAME	SIGNATURE

Project data		
Project-No.	TRAMPAS-ARI-	
Description	DIMENSIONAMIENTO DE TRAMPAS SECADORAS	
Customer	INBALNOR	
Contact		
Prepared by	ANDERSON ARGUELLO	
Order		
TAG-No.	tagnumber	
Note		
Media and process data		
	Value	Unit
Media selection	Saturated steam	
Operating pressure [p1]	7.0	bar(g)
Back pressure [p2]	2.0	bar(g)
Differential pressure [ $\Delta p$ ]	5.0	bar(g)
Flow capacity [mh1] (at $\Delta p$ )	970.0	kg/h
Result data		
	Value	Unit
Boiling temperature [tn]	170.48	°C
Heat capacity [Q]	551.36	kW
max. controller performance (at $\Delta p$ )	2840.7	kg/h
Product data		
Productkey	19251800032	
Article code	126310040110581	
Type	ARI-CONA S 12631-1	
Designation	Ball float steam trap with inside strainer and flanges for steam range	
Material	EN-JL1040	
Nominal pressure	PN 16	
Connection	flange	
Nominal diameter	DN 40	
Controller	R8	
Diff_press	8 bar(ü)	
Max_PS	8 bar(ü)	
TS	300 °C	
Face-to-face dimension	230 mm	
Installation position	vertical - Inlet from above	
Weight Valve[kG]	24,7	

At selection of the valve, observe following factors:

Material resistance, limits for nominal diameter and temperature





Project-No.	TRAMPAS-ARI-
Description	DIMENSIONAMIENTO DE TRAMPAS SECADORAS
Customer	INBALNOR
Contact	
Prepared by	ANDERSON ARGUELLO
Order	
TAG-No.	tagnumber
Note	

Product data	
Productkey	19251800032
Article code	126310040110581
Type	ARI-CONA S 12631-1
Designation	Ball float steam trap with inside strainer and flanges for steam range
Material	EN-JL1040
Nominal pressure	PN 16
Connection	flange
Nominal diameter	DN 40
Controller	R8
Diff_press	8 bar(ü)
Max_PS	8 bar(ü)
TS	300 °C
Face-to-face dimension	230 mm
Installation position	vertical - Inlet from above
Weight Valve[kG]	24,7

Dimension in mm

DN	H	H1	L	B	B1	S	S1	øD	øK	nxød
DN 40	274	157	230	289	194	300	200	150	110	4 x 18
POS	Designation			Material						Sp.p.
1	Body			EN-GJL-250, EN-JL1040						
11	Sealing ring			R-Cu99						*
16	Hood			EN-GJL-250, EN-JL1040						
17	Gasket			GRAPHIT (CrNi laminated with graphite)						*
24	Controller			1.4301 / Bimetall TB102/85						*
24.2	Strainer			X5CrNi18-10, 1.4301						
27	Cheese head screw			A2-70						
46	Blow down valve, cpl.			X6CrNiTi18-10, 1.4541 (optional)						*
49	Sealing ring			R-Cu99						*
50	Plug			11SMn30+C, 1.0715+C						*
51	Manual air vent valve			X8CrNiS18-9, 1.4305 (optional)						*