

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**“Optimización de las líneas de distribución de vapor, para disminuir las pérdidas de energía térmica, en el sector pesquero”**

**TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECÁNICO**

**PRESENTADO POR:**

Bach. Delgado Cedeño, Albert Alfonso

**ASESOR:**

Ing. M.Sc. Escalante Espinoza, Nelver Javier

Código ORCID 0000-0001-8586-3021


Chimbote – Perú

2025

**HOJA DE CONFORMIDAD DE ASESOR**

El presente Informe de Tesis titulado **"OPTIMIZACIÓN DE LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR, PARA DISMINUIR LAS PÉRDIDAS DE ENERGÍA TÉRMICA EN EL SECTOR PESQUERO"** elaborado por el bachiller **Delgado Cedeño Albert Alfonso**, para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico, ha contado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación.

Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.



---

**Ing. M.Sc. NELVER J. ESCALANTE ESPINOZA**  
**Código ORCID 0000-001-8586-3021**  
**DNI N°32763819**  
**CIP 82883**





**HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR**

El presente Informe de Tesis titulado **“OPTIMIZACIÓN DE LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR, PARA DISMINUIR LAS PÉRDIDAS DE ENERGÍA TÉRMICA EN EL SECTOR PESQUERO”** elaborado por el bachiller **Delgado Cedeño Albert Alfonso**, para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico, fue revisado y aprobado por el siguiente Jurado Evaluador.

**Ing. Msc. RISCO OJEDA RUSBER ALBERTO**  
**Código ORCID 0000-0003-0194-169X**  
**DNI N° 32763819**  
**PRESIDENTE**

**Ing. Msc. CALDERÓN RODRIGUEZ LUIS CARLOS**  
**Código ORCID 0000-0002-9447-2257**  
**DNI N° 32977058**  
**SECRETARIO**

**Ing. Msc. ESCALANTE ESPINOZA NELVER JAVIER**  
**Código ORCID 0000-0001-8586-3021**  
**DNI N° 32763819**  
**INTEGRANTE**

## ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS


A los tres días del mes de enero del año dos mil veinticinco, siendo las 12:00 pm., En el Laboratorio de Uso Múltiple de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica-FI-UNS, se instaló el Jurado Evaluador designado mediante Resolución N° 868-2024-UNS-CFI, y de expedito según Resolución Decanal N° 891-2024-UNS-FI integrado por los docentes: **Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda (presidente)**, **Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez (secretario)** y el **Msc Nelver Javier Escalante Espinoza (Integrante)**, para dar inicio a la sustentación de la Tesis titulada: **“OPTIMIZACIÓN DE LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR, PARA DISMINUIR LAS PÉRDIDAS DE ENERGÍA TÉRMICA, EN EL SECTOR PESQUERO”**, perteneciente al bachiller: **DELGADO CEDEÑO ALBERT ALFONSO** con código de matrícula N° **0201616045** quien fue asesorado por el Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza, según Resolución Decanal N.º 201-2023-UNS-FI.

El Jurado Evaluador, después de deliberar sobre aspectos relacionados con el trabajo, contenido y sustentación del mismo, y con las sugerencias pertinentes en concordancia con el Reglamento General de Grados y Títulos, vigente, declaran aprobar:


BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
<b>DELGADO CEDEÑO ALBERT ALFONSO</b>	<b>18</b>	<b>BUENO</b>

Siendo las 12:30 pm del mismo día, se dio por terminado el acto de sustentación, firmando la presente acta en señal de conformidad.


Nuevo Chimbote, enero 03 de 2025



Msc. Rusber Alberto Risco Ojeda  
PRESIDENTE



Msc. Luis Carlos Calderón Rodríguez  
SECRETARIO



Msc. Nelver Javier Escalante Espinoza  
INTEGRANTE




## Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por **Turnitin**. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: ALBERT ALFONSO DELGADO CEDEÑO  
Título del ejercicio: Informe Final de Tesis  
Título de la entrega: "OPTIMIZACIÓN DE LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR...  
Nombre del archivo: IFT\_-\_Albert\_Alfonso\_Delgado\_Cede\_o\_9.pdf  
Tamaño del archivo: 7.02M  
Total páginas: 86  
Total de palabras: 13,464  
Total de caracteres: 64,805  
Fecha de entrega: 16-ene.-2025 06:52a. m. (UTC-0500)  
Identificador de la entrega... 2433480458

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA  
FACULTAD DE INGENIERÍA  
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



INFORME DE TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE  
INGENIERO MECÁNICO

"OPTIMIZACIÓN DE LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR,  
PARA DISMINUIR LAS PÉRDIDAS DE ENERGÍA TÉRMICA, EN EL  
SECTOR PESQUERO"

PRESENTADO POR:  
Bach. ALBERT ALFONSO DELGADO CEDEÑO

ASESOR:  
Ing. M.Sc. ESCALANTE ESPINOZA NELVER JAVIER

Chimbote – Perú  
2024

# "OPTIMIZACIÓN DE LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR, PARA DISMINUIR LAS PÉRDIDAS DE ENERGÍA TÉRMICA, EN EL SECTOR PESQUERO"

## INFORME DE ORIGINALIDAD

15%

INDICE DE SIMILITUD

15%

FUENTES DE INTERNET

0%

PUBLICACIONES

4%

TRABAJOS DEL  
ESTUDIANTE

## FUENTES PRIMARIAS

1	<a href="https://hdl.handle.net">hdl.handle.net</a> Fuente de Internet	3%
2	<a href="https://repositorio.uns.edu.pe">repositorio.uns.edu.pe</a> Fuente de Internet	2%
3	<a href="https://repositorio.unan.edu.ni">repositorio.unan.edu.ni</a> Fuente de Internet	1%
4	<a href="https://repository.unab.edu.co">repository.unab.edu.co</a> Fuente de Internet	1%
5	<a href="https://repositorio.unjfsc.edu.pe">repositorio.unjfsc.edu.pe</a> Fuente de Internet	1%
6	<a href="https://idoc.pub">idoc.pub</a> Fuente de Internet	1%
7	<a href="https://www.pintocruz.pt">www.pintocruz.pt</a> Fuente de Internet	1%
8	<a href="https://www.repositorio.usac.edu.gt">www.repositorio.usac.edu.gt</a> Fuente de Internet	<1%

## DEDICATORIA

El presente proyecto de tesis plasma el conocimiento adquirido a lo largo de mi carrera como ingeniero mecánico y va dedicado ante todo a Dios, por brindarme sabiduría y salud durante todo mi trayecto; seguidamente a mis padres y hermano, quienes en todo momento me acompañaron y brindaron su confianza y apoyo incondicional para poder seguir adelante; y a su vez, agradecer al ingeniero Nelver Javier Escalante Espinoza, por el conocimiento brindado y la guía para poder llevar a cabo este informe.

## ÍNDICE CONTENIDO

<b>I.</b>	<b>INTRODUCCIÓN</b>	<b>1</b>
1.1.	Antecedentes	1
1.2.	Formulación del problema	2
1.3.	Objetivos	3
1.3.1.	Objetivo general:	3
1.3.2.	Objetivos específicos:	3
1.4.	Formulación de la hipótesis	4
1.5.	Justificación	4
1.5.1.	Justificación económica	4
1.5.2.	Justificación tecnológica	4
1.5.3.	Justificación ambiental	4
1.5.4.	Justificación social	5
1.6.	Limitaciones del trabajo	5
<b>II.</b>	<b>MARCO TEÓRICO</b>	<b>6</b>
2.1.	Vapor	6
2.1.1.	Tipos de vapor	6
2.1.1.1.	Vapor saturado	6
2.1.1.2.	Vapor sobrecalentado	7
2.1.1.3.	Vapor flash	7
2.1.1.4.	Diagrama Temperatura - Volumen específico (T-v)	8
2.1.1.5.	Diagrama Presión - Volumen específico (P-v)	10



2.1.1.6.	Diagrama Presión - Temperatura (P-T)	10
2.1.2.	Generación de vapor	11
2.1.2.1.	Caldera Industrial	12
2.1.2.2.	Tipos de calderas	12
2.1.2.3.	Componentes de la caldera	14
2.1.3.	Distribución de vapor	16
2.1.4.	Troncales de vapor y condensado	20
2.1.5.	Efectos del sub-dimensionamiento y sobredimensionamiento de tuberías	25
2.1.6.	Equipos consumidores de vapor	26
2.1.6.1.	Cocinadores industriales	27
2.1.6.2.	Secadores rotadiscos	31
2.1.6.3.	Secadores rotatubos	32
2.1.7.	Sistemas de evacuación de condensado	36
2.1.7.1.	Trampas de vapor	37
2.1.8.	Aislamiento térmico	43
<b>III.</b>	<b>MATERIALES Y MÉTODOS</b>	46
3.1.	Materiales	46
3.1.1.	Equipos térmicos en evaluación:	46
3.1.2.	Instrumentos para recopilación de datos	46
3.2.	Métodos	46
3.3.	Identificación de variables	46

3.4. Matriz operacional	48
<b>IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN</b>	50
<b>V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	54
<b>VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES</b>	56
<b>VII. ANEXOS</b>	58
7.1. Determinación del balance de energía.	58
7.2. Cálculo y selección del sistema de evacuación de condensado.	60
7.3. Dimensionamiento de redes de vapor	64
7.4. Dimensionamiento de espesor óptimo del aislamiento.	73

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 1</b> Spirax sarco's steam trap range	39
<b>Tabla 2</b> Conductividad térmica de materiales para aislante	44
<b>Tabla 3</b> Espesores de aislante térmico	45
<b>Tabla 4</b> Análisis de variable dependiente	48
<b>Tabla 5</b> Análisis de variable independiente	49
<b>Tabla 6</b> Consumo total de vapor	51
<b>Tabla 7</b> Generación de vapor a inicios de año 2023	58
<b>Tabla 8</b> Comparativo entre generadores y consumidores de vapor	59
<b>Tabla 9</b> Generación de vapor a mediados del año 2023	59
<b>Tabla 10</b> Comparativo entre generadores y consumidores de vapor 02	60
<b>Tabla 11</b> Selección de sistemas de evacuación de condensado	60
<b>Tabla 12</b> Cumplimiento de sistemas de evacuación de condensado	62
<b>Tabla 13</b> Dimensionamiento de tuberías	65

<b>Tabla 14</b> Presión máxima permitida en función al margen por corrosión	68
<b>Tabla 15</b> Selección de elementos bridados	69
<b>Tabla 16</b> Dimensionamiento de manifold para calderas 1, 2 y 3	70
<b>Tabla 17</b> Dimensionamiento de manifold para calderas 4, 5, 6, y 7	70
<b>Tabla 18</b> Cálculo del espesor mínimo de manifold en función al diámetro	71
<b>Tabla 19</b> Dimensionamiento de espesor de aislamiento para tuberías	73

### ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 1</b> Diagrama temperatura - volumen específico (T-v)	9
<b>Figura 2</b> Diagrama presión - volumen específico (P-v)	10
<b>Figura 3</b> Diagrama presión - temperatura (P-T)	11
<b>Figura 4</b> Caldera acutubular	13
<b>Figura 5</b> Caldera pirotubular	14
<b>Figura 6</b> Componentes de una caldera pirotubular	15
<b>Figura 7</b> Tabla de rangos de presión para accesorios bridados y bridas para tuberías de acero	17
<b>Figura 8</b> Cálculo de espesores para presiones internas en función a dimensiones interiores	18
<b>Figura 9</b> Tipos de juntas soldadas	19
<b>Figura 10</b> Dimensionamiento de tuberías de vapor	21
<b>Figura 11</b> Dimensionamiento de tuberías para vapor	22
<b>Figura 12</b> Máxima presión permitida de operación	23
<b>Figura 13</b> Cocinador industrial	27
<b>Figura 14</b> Secador rotadisk	31

<b>Figura 15</b> Secador rotatubos	33
<b>Figura 16</b> Arreglo de tubos	34
<b>Figura 17</b> Trampas de vapor termostáticas y de flotador de hierro fundido	41
<b>Figura 18</b> Trampas de vapor termostáticos y de flotador de hierro fundido capacidades FT	42
<b>Figura 19</b> Trampas de vapor termostáticos y de flotador de hierro fundido capacidades FT y FTB	43
<b>Figura 21</b> modelo de selección de selección de trampas de vapor	61
<b>Figura 22</b> modelo de selección de selección de evacuación de condensado	62
<b>Figura 23</b> modelo de selección de tuberías por tablas de Spirax Sarco	67
<b>Figura 24</b> evaluación de espesores de manifold de vapor	71

## RESUMEN

En esta investigación, se logró asegurar que la demanda energética de cada unidad de producción, sea operativamente eficiente, solucionando el déficit de 8020 kg vapor/h y dejando una reserva de 1320 kg vapor/h por encima de la cantidad total requerida. Se seleccionaron los sistemas de evacuación de condensados de la marca Spirax Sarco, seleccionando para el eje de las cocinas el modelo FTB-125 Ø2½" y para sus chaquetas el modelo FT14-4.5 Ø1½"; para los ejes de los rotadiscos seleccionamos el modelo FTB-175 Ø2½" y para sus chaquetas el modelo FT-125 Ø1½"; y para el eje de los rotatubos seleccionamos el modelo FTB-125. Se dimensionó la red de tuberías para distribución de vapor, para las tuberías de salida de vapor de los calderos tenemos tuberías diámetro de 10" para los calderos de 1200 BHP o menores y 12" de diámetro para los calderos de 1500 BHP, el manifold cuenta con un diámetro de 32", las tuberías de distribución de vapor hacia los equipos cuentan con diámetros de 4", 8", 10", 12" y 14" de acuerdo a la carga que estos lleven y las uniones bridadas son de 150 lb, cada elemento ha sido evaluado a la presión de trabajo de caldero de 7 bar. Por último, se seleccionó térmicamente el espesor mínimo para el aislamiento térmico de las líneas de distribución de vapor dándonos espesores de 2" y 2 ½", este espesor seleccionado fue corroborado mediante la tabla de espesores del RITE.

Palabras clave: Vapor saturado, demanda energética, aislamiento térmico, tubería.

## **I. INTRODUCCIÓN**

### **1.1. Antecedentes**

Torre Gamarra (2020) en su tesis titulada “Optimización de las redes de distribución de vapor y condensado de un Hospital Público de Lambayeque” llevó a cabo un exhaustivo análisis y evaluación de las líneas de distribución de vapor y condensado con el fin de mejorar su funcionamiento. Este estudio incluye la selección apropiada de tuberías de distribución, el espesor adecuado de aislamiento térmico, así como la implementación de elementos complementarios como válvulas y sistemas de evacuación de condensado. El resultado de estas optimizaciones es una notable mejora en la eficiencia energética del sistema. Para ello, se evaluó la generación de vapor mediante una caldera pirotubular para satisfacer la demanda energética del hospital, garantizando así un suministro adecuado para todos los equipos consumidores de vapor.

Jhonatan García (2019) en su tesis titulada “Desarrollo y validación de un simulador para la etapa de secado en la producción de harina de pescado” logra desarrollar un simulador para el área de secado en las plantas de harina de pescado, pretendiendo predecir el comportamiento de la materia prima en cada etapa de secado mediante balances de masa y energía, análisis de variables termodinámicas, y transferencia de calor. Esta tesis concluye que la variable operacional que influye determinante en los calderos para un mayor consumo de vapor y combustible es el porcentaje de humedad.



Paul Saenz (2016) en su tesis titulada “Mejoramiento del sistema de condensado para reducir pérdidas de vapor en el área de lavandería del hospital nacional ESSALUD Huancayo”, concluye que las pérdidas de vapor se pueden reducir seleccionando adecuadamente trampas de vapor termodinámicas del tipo balde invertido en el sistema de condensado del área de lavandería del Hospital Nacional ESSALUD Huancayo. Y reducir la pérdida de vapor también significa reducir el coste de producción de electricidad, lo que se considera un ahorro energético.

Orlando Honores y Héctor Casique (2016) en su tesis titulada “evaluación exergética y termoeconómico de la planta evaporadora agua de cola y secadores rotatubos de la empresa pesquera Tecnología de Alimentos S.A. – Chimbote” define los conceptos fundamentales para establecer una eficiencia exergética en los equipos de estudio; donde se obtiene resultados de la evaluación, con una eficiencia del 33.30% para el subsistema de secado a vapor rotatubos y 20.37% para la PAC, sentándose las bases para obtener un porcentaje de mejora, encontrándose para la planta evaporadora un aumento de 3% en la eficiencia cuando trabaja a valores cercanos a los nominales.

## **1.2. Formulación del problema**

A pesar de ser un ciclo cerrado, con generación de vapor en las calderas y retorno de condensado en el desaireador, la eficiencia energética puede verse afectada por fugas, selección inadecuada de válvulas, aislamientos deficientes, falta de limpieza en intercambiadores de calor y mantenimiento inadecuado de los accesorios de vapor, entre otros problemas. Por ello se nos brinda la siguiente interrogante:

¿Cómo podemos optimizar las líneas de distribución de vapor para disminuir las pérdidas energéticas en el sector pesquero?

### **1.3. Objetivos**

#### **1.3.1. Objetivo general:**

Optimizar las líneas de distribución de vapor, para reducir las pérdidas de energía térmica en el sector pesquero.

#### **1.3.2. Objetivos específicos:**

- a) Determinar el balance de energía de la planta y el consumo de vapor en los equipos de producción.
- b) Calcular y seleccionar el sistema más adecuado de evacuación de condensado para cada equipo consumidor de vapor.
- c) Dimensionar la red de tuberías de vapor considerando las presiones y temperaturas de operación.
- d) Seleccionar el espesor óptimo del aislamiento para las redes de distribución de vapor.

#### **1.4. Formulación de la hipótesis**

Mediante el análisis y dimensionamiento de las redes de distribución de vapor, se optimizará el sistema de distribución de vapor y se reducirá las pérdidas de energía térmica en el sector pesquero.

#### **1.5. Justificación**

Con el fin de evaluar las pérdidas de energía y el rendimiento de los equipos, se realizarán cálculos para dimensionar las líneas de distribución de vapor, así como un balance de energía basado en los equipos industriales de la empresa.

##### **1.5.1. Justificación económica**

El sobredimensionamiento de las líneas de distribución de vapor o los sistemas de evacuación de condensado conlleva sobre costos en la adquisición e instalación de materiales. Además, una línea sobredimensionada resulta en un mayor volumen de condensado y requiere un mayor consumo de combustible para su evaporación.

##### **1.5.2. Justificación tecnológica**

Se fundamenta en la eficiencia del uso de sistemas de evacuación de condensado, dado que los sistemas actuales permiten conservar de manera óptima la cantidad de vapor en los equipos industriales.

##### **1.5.3. Justificación ambiental**

Al evitar pérdidas de energía, se reducirá la necesidad de generar vapor, lo que a su vez se traducirá en una disminución de las emisiones de gases contaminantes provenientes de la combustión del caldero. De esta manera, al

reducir las pérdidas de energía, también se reducirán las emisiones de gases de efecto invernadero.

#### 1.5.4. Justificación social

Un análisis completo de las líneas de distribución de vapor proporcionará un entorno laboral más seguro para los trabajadores, garantizando un funcionamiento adecuado cuando necesiten utilizar las válvulas manuales.

A su vez, un análisis efectivo de la distribución de las líneas de vapor tendrá un impacto positivo en la calidad de la harina, lo que promoverá su compra y exportación, generando así más oportunidades de empleo para los trabajadores locales.

### 1.6. Limitaciones del trabajo

El análisis del sistema de vapor se enfoca únicamente en los equipos industriales para la producción de harina de pescado y además excluyendo las derivaciones destinadas a puntos de limpieza. Esto se debe a que dichas derivaciones representarían una pérdida directa del vapor generado.

Debido a que no contamos con la información presupuestal de las modificaciones y compra de equipos, nos vemos imposibilitados de determinar un análisis económico y financiero, debido a confidencialidad de la empresa.

## II. MARCO TEÓRICO

### 2.1. Vapor

El vapor es generado mediante la adición de energía (calor) al agua, llevándola hasta su punto de ebullición donde pasa de estado líquido al gaseoso.

La empresa Sincal Calderas Industriales en su foro web “Conceptos básicos del vapor” nos menciona que el vapor es fácilmente controlable y a su vez un medio muy eficiente para transportar energía. En el ámbito industrial, este transporte se realiza desde un punto de generación de vapor (la caldera) hasta un número variable de puntos (consumidores) donde se utiliza esa energía calorífica para incrementar la temperatura del aire, agua u otros procesos industriales. (SINCAL, 2018)

#### 2.1.1. Tipos de vapor

Los tipos de vapor pueden clasificarse de acuerdo a las propiedades que este presenta en función a las diferentes presiones y temperaturas a las que este sometido.

##### 2.1.1.1. Vapor saturado

El vapor saturado se produce a determinada presión y temperatura, las fases líquida y gaseosa del agua existen simultáneamente. Por lo tanto, como condición de saturación, la velocidad de vaporización dada en agua, es igual a su velocidad de condensación.

### 2.1.1.2. Vapor sobrecalentado

El vapor sobrecalentado se produce cuando la temperatura del vapor sobrepasa el punto de vaporización. En este estado, todas las partículas líquidas se transforman en partículas gaseosas.

Para poder comprender el comportamiento del vapor es necesario entender los cambios por los que atraviesan las propiedades del vapor durante los procesos de cambio de fase.

### 2.1.1.3. Vapor flash

El vapor flash se genera al producirse una reducción de presión en el condensado a elevadas temperaturas; este condensado guarda una gran cantidad de energía por lo cual no puede conservarse en estado líquido a presiones inferiores, debido a que se ha sobrepasado la línea del vapor saturado; como resultado, se genera un porcentaje de vapor flash al disminuir la presión dentro de un sistema con agua condensada.

Para el cálculo de vapor flash se aplicarán las siguientes fórmulas:

*Rango de flujo de vapor (kg/h)*

$$m_{fs} = \frac{m_c(h_c - h_{fc})}{h_{fg}} \quad (1)$$

*Porcentaje de vapor flash (%)*

$$R_{fs} = 100 * \frac{(m_{fs})}{(m_c)} \quad (2)$$

mc: Carga de condensado .....(kg/h)



mfs: Rango de flujo de vapor flash .....(kg/h)

Rfs: Relación de Vapor Flash .....(%)

hc: Entalpía específica del condensado ...(kJ/kg)

hfc: Entalpía específica de agua saturada (kJ/kg)

hfg: Calor latente del vapor flash .....(kJ/kg)

La entalpía es una magnitud termodinámica, cuya variación hace posible formular la cantidad de calor empleado durante un proceso de transformación isobárica (a presión constante) dentro de un sistema termodinámico, puede aportar o recibir energía; de forma práctica, la entalpía será igual a la cantidad de calor intercambiado entre el ambiente y el sistema analizado. Para los siguientes apartados del presente proyecto de investigación, haremos uso del término vapor refiriéndonos a vapor saturado ya que este tipo de vapor hace uso en el proceso de harina de pescado.

Estos procesos pueden comprenderse mejor mediante los diagramas de propiedades para procesos de cambio de fase.

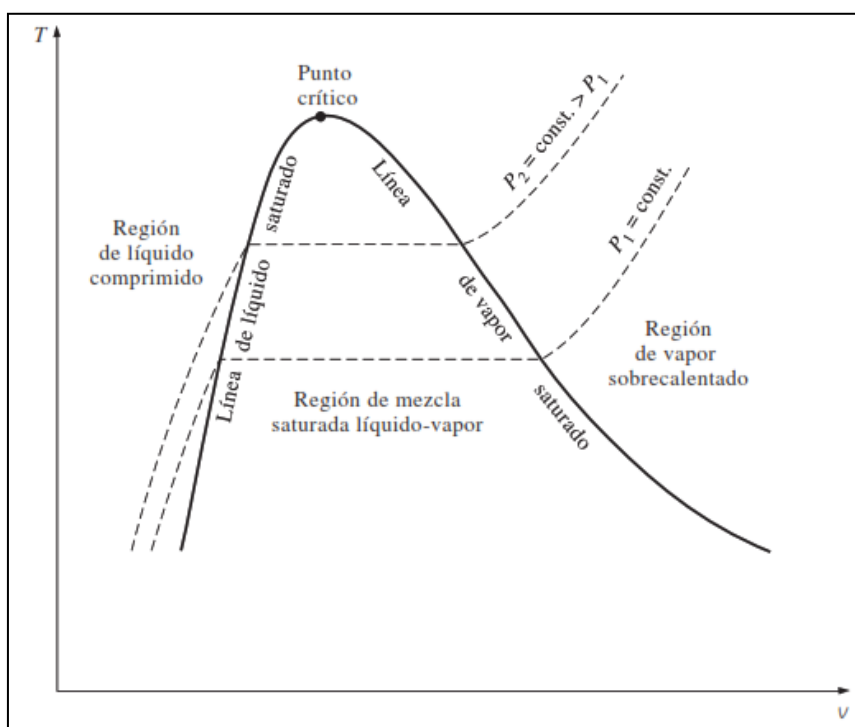
#### 2.1.1.4. Diagrama Temperatura - Volumen específico (T-v)

Los estados de líquido saturado se conectan mediante una línea conocida como línea de líquido saturado; al igual que los de vapor saturado, mediante la línea de vapor saturado. Ambas líneas se unen en el punto crítico, de esta manera se forma un punto máximo en la curva, al observar la curva, se evidencia que todos los estados de líquido comprimido se localizan en la región

izquierda de la línea de líquido saturado, esta región se denomina como región de líquido comprimido; y todos los estados de vapor sobrecalentado se posicionarán a la derecha de la línea de vapor saturado, esta región se denomina región de vapor sobrecalentado. En cada una de las regiones mencionadas existe en una sola fase, sea líquida o vapor. Todos los estados que posean ambas fases en equilibrio constante se localizan por debajo de la curva de saturación, esta región se denomina región de mezcla saturada líquido-vapor o también región húmeda. (Cengel & Boles, 2012)

**Figura 1**

*Diagrama temperatura - volumen específico (T-v)*



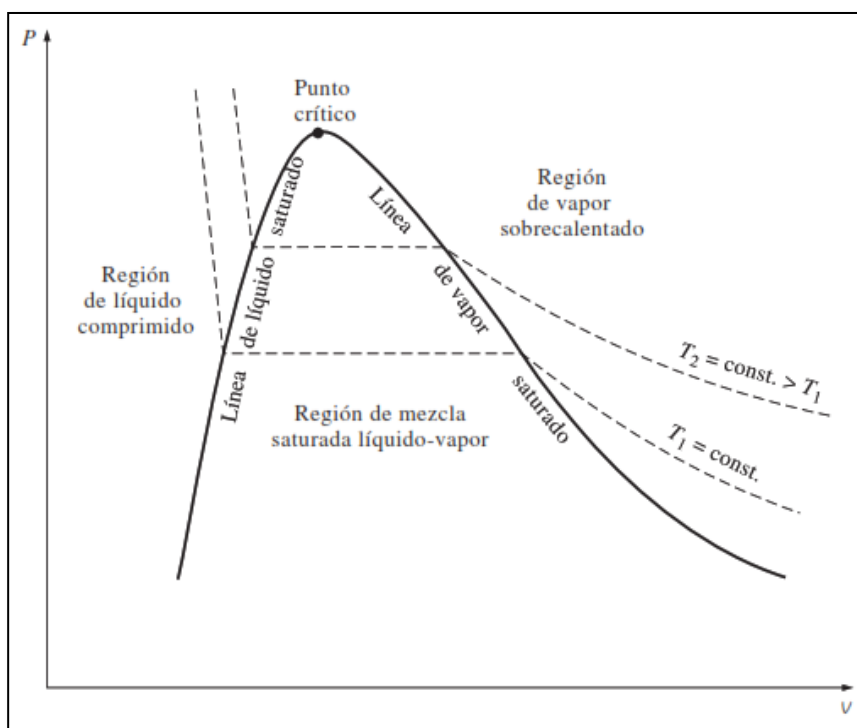
*Nota.* Fuente Cengel, Y., & Boles, M. (2012). Termodinámica

#### 2.1.1.5. Diagrama Presión - Volumen específico (P-v)

A diferencia del diagrama T-v, la línea que mostraba presión constante, para este caso, se transforma en una línea de temperatura constante; dicha línea decrece de izquierda a derecha a medida que incrementa el volumen específico.

**Figura 2**

*Diagrama presión - volumen específico (P-v)*



*Nota.* Fuente Cengel, Y., & Boles, M. (2012). Termodinámica

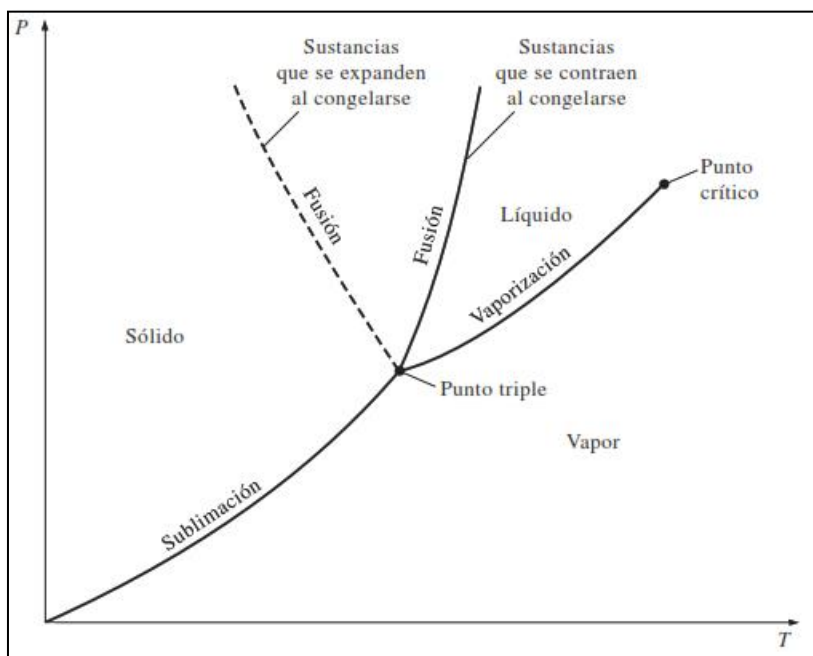
#### 2.1.1.6. Diagrama Presión - Temperatura (P-T)

Conocido como diagrama de fases, debido a que las 3 fases están separadas entre sí por tres líneas: línea de sublimación, la cual separa las regiones sólidas y de vapor, línea de evaporación, separa las regiones líquidas y de vapor, y, por último, línea de fusión,

separa las regiones sólida y líquida. Estas 3 líneas concurren en el punto triple, donde las 3 fases coexisten en equilibrio. La línea de evaporación tiene como límite el punto crítico ya que sobre este no es posible distinguir las fases líquida y de vapor. Las sustancias que se expanden y contraen al congelarse se distinguen sólo en la línea de fusión en el diagrama P-T. (Cengel & Boles, 2012)

**Figura 3**

*Diagrama presión - temperatura (P-T)*



*Nota.* Fuente Cengel, Y., & Boles, M. (2012). Termodinámica

### 2.1.2. Generación de vapor

Dentro del proceso industrial de la producción de harina, se crea una necesidad de energía y calor, para ello, el vapor es la manera más eficiente y económica de transportar grandes cantidades de energía y calor a través de un sistema cerrado.

La generación de vapor a nivel industrial, es el proceso por el cual se genera vapor a presiones superiores de la atmosférica, a partir de la energía de diversos combustibles. (Torres Gamarra , 2020)

#### 2.1.2.1. Caldera Industrial

Para poder generar vapor a nivel industrial, se requieren de intercambiadores de calor conocidos como calderas.

Una caldera industrial es un recipiente a presión, el cual, mediante la adición de calor, el agua aumenta su temperatura hasta llegar a su punto de ebullición para producir vapor.

#### 2.1.2.2. Tipos de calderas

Existen diferentes diseños para las calderas, pero estos pueden ser agrupados en 2 tipos:

##### 2.1.2.2.1. Calderas acutubulares

En este tipo, el fluido de trabajo se traslada al interior de los tubos, mientras que en la cámara de combustión es quemado el combustible, incrementando la temperatura interna en la caldera y produciendo el intercambio de calor. Las calderas acutubulares permiten altas presiones a la salida de vapor y poseen gran capacidad de generación. Estas calderas se aplican cuando la presión de trabajo es superior a los 22 bar.

**Figura 4***Caldera acutubular*

*Nota.* Fuente recuperado de <http://lopezhnos.es/products-category/calderas-vapor/>

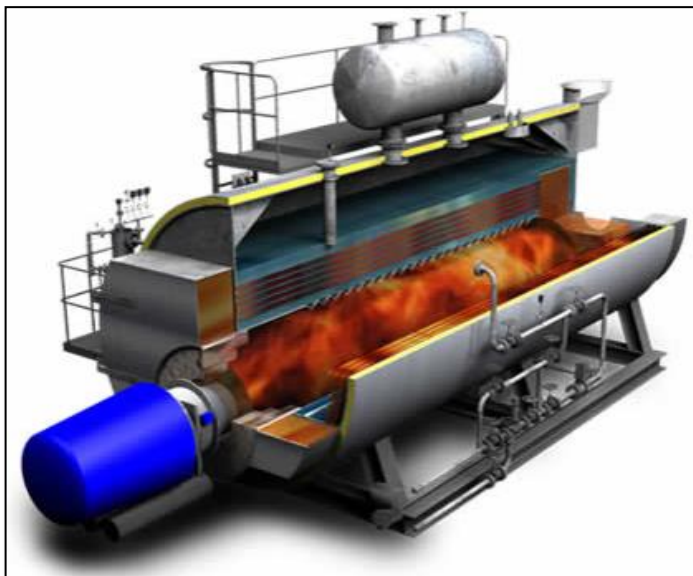
#### 2.1.2.2.2. Calderas pirotubulares

En este tipo, el fluido de trabajo se aloja dentro de un recipiente a presión, el cual es atravesado por un haz de tubos, al interior de estos, circulan gases a elevadas temperaturas, los cuales se generan debido a un proceso de combustión. Al estar en contacto el agua con los tubos, se produce el intercambio de calor. Estas calderas se emplean cuando la presión de trabajo está por debajo de los 22 bar.



**Figura 5**

*Caldera pirotubular*



*Nota.* Fuente recuperado de <http://lopezhnos.es/products-category/calderas-vapor/>

Para el presente proyecto de investigación, se hará un estudio con calderas pirotubulares, debido a que estas son las más usadas en el sector pesquero.

#### 2.1.2.3. Componentes de la caldera

Dentro de sus principales componentes para calderas pirotubulares tendremos:

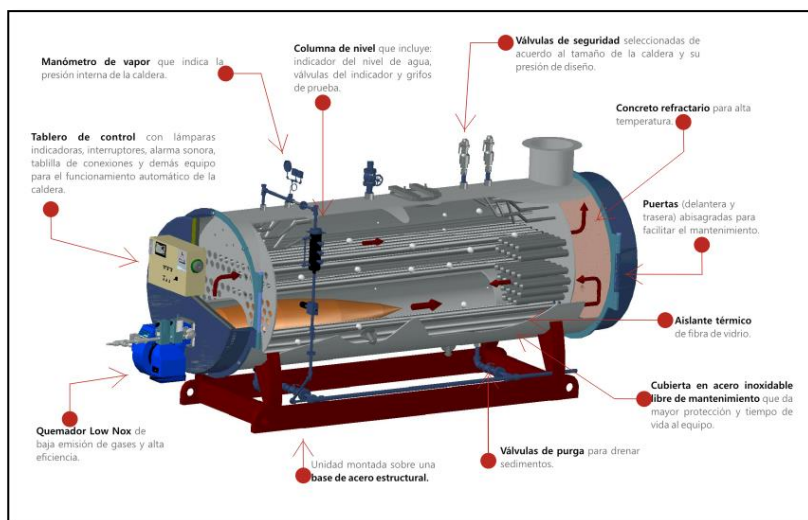
- Quemador: esta parte produce la llama, quemando el combustible suministrado, sea en estado líquido, gaseoso o sólido.
- Cámara de combustión: es el espacio donde se realiza el quemado del combustible, durante la operación puede llegar a temperaturas cercanas a los 2000 °C.

- Circuito de humos: su función es conducir los humos producidos en la combustión dirigiéndolos a la caja de humos y brindar una mayor área o superficie, que, en contactor con el agua, permite un mayor intercambio de calor.
- Caja de humos: en este punto confluyen todos los humos generados, para luego, ser expulsados del caldero por medio de la chimenea.
- Salida de vapor: conducto mediante el cual, una vez generado vapor dentro de caldera, es enviado hacia el exterior.
- Bomba de agua: encargada de suministrar agua hacia la caldera, reemplazando así el volumen de vapor que sale de esta y siendo la presión de bombeo mayor a la presión interna de la caldera.

Entre algunos elementos secundarios podremos observar la ilustración 6.

**Figura 6**

*Componentes de una caldera pirotubular*



*Nota.* Fuente recuperado de <https://www.euroair.es/blog/partes-de-una-caldera/>.

Para la selección de calderas es importante conocer ciertos parámetros importantes.

- Potencia útil.
- Capacidad de producción de vapor.
- Presión de trabajo.
- Temperatura de trabajo.
- Tipo de combustible.
- Cantidad de vapor necesario para todos los consumidores  
(kg vapor / hr)

#### 2.1.3. Distribución de vapor

Un sistema para la distribución de vapor es el medio por el cual se distribuye vapor desde la fuente generadora y hasta llegar a los consumidores. Para el presente proyecto de investigación la fuente generadora de vapor serán los calderos, estos deben suministrar vapor a un determinado caudal y presión requeridos por los consumidores.

Todo sistema de distribución de vapor tiene la función de transportar el vapor asegurando mínimas pérdidas de energía.

La primera etapa de la distribución de vapor, va desde la salida de las calderas hacia el manifold de distribución principal.

De cada caldera se direcciona el vapor por medio de tuberías hacia un recipiente a presión conocido como manifold, cuya función es distribuir el vapor, recepcionando su ingreso y permitiendo o restringiendo su salida hacia los consumidores dependiendo de la necesidad de estos.

Como cálculo inicial tenemos que asegurar un buen dimensionamiento de las bridas montadas en las tuberías de ingreso y salida de vapor del manifold, mediante la siguiente tabla:

**Figura 7**

*Tabla de rangos de presión para accesorios bridados y bridas para tuberías de acero*

<b>RANGOS DE PRESION — TEMPERATURA</b> PARA ACCESORIOS BRIDADOS Y BRIDAS PARA TUBERIA DE ACERO American National Standard ANSI B16.5-1981							
CLASE	150 lb.	300 lb.	400 lb.	600 lb.	900 lb.	1500 lb.	2500 lb.
PRESION DE LA PRUEBA HIDROSTATICA, LB./PULG <sup>2</sup> MAN.	450	1125	1500	2225	3350	5575	9275
TEMPERATURA, °F	PRESION MAXIMA PERMITIDA (NO DE IMPACTO), LB./PULG <sup>2</sup> MAN.						
-20 a 100	285	740	990	1480	2220	3705	6170
200	260	675	900	1350	2025	3375	5625
300	230	655	875	1315	1970	3280	5470
400	200	635	845	1270	1900	3170	5280
500	170	600	800	1200	1795	2995	4990
600	140	550	730	1095	1640	2735	4560
650	125	535	715	1075	1610	2685	4475
700	110	535	710	1065	1600	2665	4440
750	95	505	670	1010	1510	2520	4200
800	80	410	550	825	1235	2060	3430
850	65	270	355	535	805	1340	2230
900	50	170	230	345	515	860	1430
950	35	105	140	205	310	515	860
1000	20	50	70	105	155	260	430
Los rangos nominales se aplican a los materiales: SA-105 <sup>1,2</sup> SA-515-70 <sup>2</sup> SA-516-70 <sup>1</sup> SA-181-70 <sup>1,2</sup> SA-350-LF2 SA-537-C1.1 <sup>1</sup> SA-216-WCB <sup>2</sup>							

*Nota.* Fuente Eugene F. 1992. Manual de recipientes a presión, diseño y cálculo.

Para continuar con el desarrollo de los cálculos, se requerirá hacer el dimensionamiento del manifold de vapor, calculando su diámetro en función a la cantidad de vapor que recorre por una sección del manifold.

*Caudal*

$$Q = V * A = m * v \quad (3)$$

Q: Caudal de vapor .....[m<sup>3</sup>/s]

V: Velocidad del vapor .....[m/s]

A: Área de sección de tubería .....[m<sup>2</sup>]

$m$ : Flujo masico de vapor .....[kgvapor/s]

$v$ : Volumen específico del vapor .....[m<sup>3</sup>/kg]

Reformularemos la ecuación 3, despejando el área para hallar el diámetro interno de la sección del manifold.

*Diámetro de tubería*

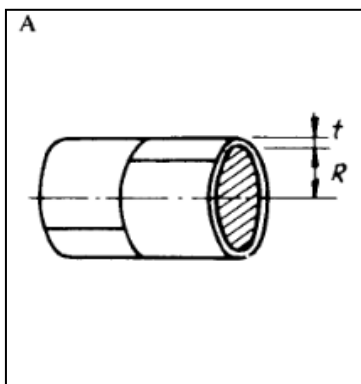
$$D = \sqrt{\frac{m * v * 4}{V * \pi}} \quad (4)$$

D: Diámetro interno ...[m]

Continuando con el cálculo del manifold, procederemos a dimensionar el espesor mínimo del material para que pueda resistir la presión de trabajo.

### Figura 8

*Cálculo de espesores para presiones internas en función a dimensiones interiores*



*Nota.* Fuente Eugene F. 1992. Manual de recipientes a presión, diseño y cálculo.

*Espesor de pared*

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (5)$$

Presión de diseño

$$P = \frac{SEt}{R + 0.6t} \quad (6)$$

S = Valor del esfuerzo del material .....[lb/pulg<sup>2</sup>]

E = Eficiencia de la junta de soldadura

R = Radio interior .....[pulg]

D = Diámetro interior .....[pulg]

t = Espesor de la pared .....[pulg]

C.A. = Margen de corrosión .....[pulg]



P = Presión de diseño o presión máxima de trabajo permitida





[lb/pulg<sup>2</sup>]

La eficiencia de la soldadura estará dada por la siguiente tabla:

**Figura 9**

*Tipos de juntas soldadas*

TIPOS NORMA UW-12		EFICIENCIA DE LA JUNTA, E Cuando la junta es:		
		a. Radiogra- fiada total- mente	b. Examinada por zonas	c. No Examinada
1	 <p>Juntas a tope hechas por doble cordón de soldadura o por otro medio con el que se obtenga la misma calidad de metal de soldadura depositada sobre las superficies interior y exterior de la pieza. Si se emplea placa de respaldo, debe quitarse ésta después de terminar la soldadura.</p>	1.00	0.85	0.70
2	 <p>Junta a tope de un solo cordón con tira de respaldo que queda en su lugar después de soldar</p> <p>En juntas circunferenciales únicamente</p>	0.90	0.80	0.65

3		Junta a tope de un solo cordón sin tira de respaldo	—	—	0.60
4		Junta a traslape de doble filete completo	—	—	0.55
5		Junta a traslape de un solo filete completo con soldaduras de tapón	—	—	0.50
6		Junta a traslape de un solo filete completo sin soldaduras de tapón	—	—	0.45

*Nota.* Fuente Eugene F. 1992. Manual de recipientes a presión, diseño y cálculo.

#### 2.1.4. Troncales de vapor y condensado

Las tuberías troncales son aquellas tuberías que transportan el vapor, desde un lugar de producción hasta el punto final de uso. Sin embargo, en todo este recorrido, la tubería no mantiene su mismo diámetro ya que de ser así, existe la posibilidad de no poder alcanzar el caudal volumétrico necesario para una correcta operación.

Para asegurar un correcto caudal volumétrico, es necesario dimensionar la tubería y para la los aumentos o disminución de diámetro usar reducciones concéntricas o excéntricas según corresponda.

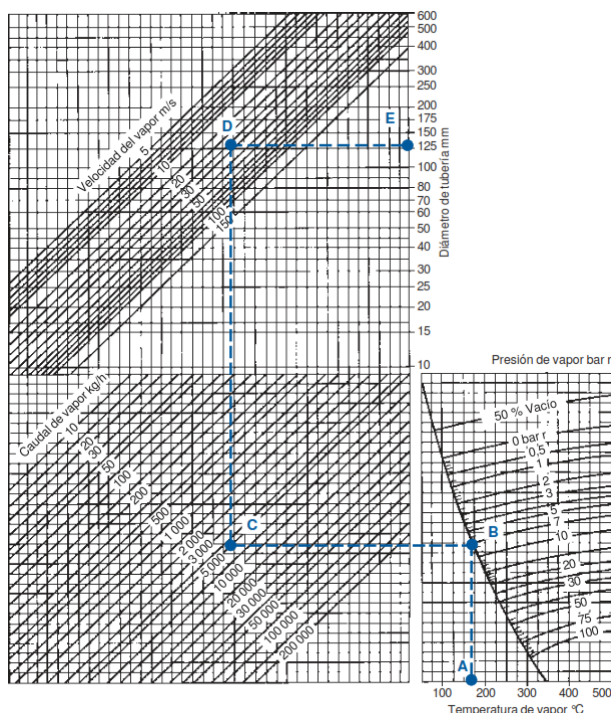
Para nosotros poder dimensionar una tubería es importante conocer el valor de la velocidad a la que se distribuye el vapor, de acuerdo con el manual de distribución de vapor de Spirax Sarco, se afirma que:

Para tuberías de distribución de vapor saturado seco, la experiencia demuestra que son razonables las velocidades entre 25 - 40 m/s, pero deben considerarse como el máximo sobre la cual aparecen el ruido y la erosión, particularmente si el vapor es húmedo. Incluso estas velocidades pueden ser altas en cuanto a sus efectos sobre la caída de presión. En líneas de suministro de longitudes considerables, es frecuentemente necesario restringir las velocidades a 15 m/s si se quieren evitar grandes caídas de presión. (p. 9)

Para hallar estas velocidades, haremos uso de las siguientes tablas:

**Figura 10**

*Dimensionamiento de tuberías de vapor*



*Nota.* Fuente Spirax Sarco. Manual de Distribución de Vapor.



**Figura 11***Dimensionamiento de tuberías para vapor*

Capacity (kg/hour)		Pipe Size (mm)													
Pressure (bar)	Steam Speed (m/s)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300
0.4	15	7	14	24	37	52	99	145	213	394	648	917	1606	2590	368
	25	10	25	40	62	92	162	265	384	675	972	1457	2806	4101	5936
	40	17	35	64	102	142	265	403	576	1037	1670	2303	4318	6909	9500
0.7	15	7	16	25	40	59	109	166	250	431	680	1006	1708	2791	3852
	25	12	25	45	72	100	182	287	430	716	1145	1575	2816	4629	6204
	40	18	37	68	106	167	298	428	630	1108	1715	2417	4532	7251	10323
1	15	8	17	29	43	65	112	182	260	470	694	1020	1864	2814	4045
	25	12	26	48	72	100	193	300	445	730	1160	1660	3099	4869	6751
	40	19	39	71	112	172	311	465	640	1150	1800	2500	4815	7333	10370
2	15	12	25	45	70	100	182	280	410	715	1125	1580	2814	4545	6277
	25	19	43	70	112	162	195	428	656	1215	1755	2520	4815	7425	10575
	40	30	64	115	178	275	475	745	1010	1895	2925	4175	7678	11997	16796
3	15	16	37	60	93	127	245	385	535	925	1505	2040	3983	6217	8743
	25	26	56	100	152	225	425	632	910	1580	2480	3440	6779	10269	14316
	40	41	87	157	250	357	595	1025	1460	2540	4050	5940	10479	16470	22950
4	15	19	42	70	108	156	281	432	635	1166	1685	2460	4618	7121	10358
	25	30	63	115	180	270	450	742	1080	1980	2925	4225	7866	12225	17304
	40	49	116	197	295	456	796	1247	1825	3120	4940	7050	12661	1963	27816
5	15	22	49	87	128	187	352	526	770	1295	2105	2835	5548	8586	11947
	25	36	81	135	211	308	548	885	1265	2110	3540	5150	8865	14268	20051
	40	59	131	225	338	495	855	1350	1890	3510	5400	7870	13761	23205	32244
6	15	26	59	105	153	225	425	632	925	1555	2525	3400	6654	10297	14328
	25	43	97	162	253	370	658	1065	1520	2530	4250	6175	10629	17108	24042
	40	71	157	270	405	595	1025	1620	2270	4210	6475	9445	16515	27849	38697
7	15	29	63	110	165	260	445	705	952	1815	2765	3990	7390	12015	16096
	25	49	114	190	288	450	785	1205	1750	3025	4815	6900	12288	19377	27080
	40	76	177	303	455	690	1210	1865	2520	4585	7560	10880	19141	30978	43470
8	15	32	70	126	190	285	475	800	1125	1990	3025	4540	8042	12625	17728
	25	54	122	205	320	465	810	1260	1870	3240	5220	7120	13140	21600	33210
	40	84	192	327	510	730	1370	2065	3120	5135	8395	12470	21247	33669	46858
10	15	41	95	155	250	372	626	1012	1465	2495	3995	5860	9994	16172	22713
	25	66	145	257	405	562	990	1530	2205	3825	6295	8995	15966	25860	35890
	40	104	216	408	615	910	1635	2545	3600	6230	9880	14390	26621	41011	57560
14	15	50	121	205	310	465	810	1270	1870	3220	5215	7390	12921	20538	29016
	25	85	195	331	520	740	1375	2080	3120	5200	8500	12560	21720	34139	47128
	40	126	305	555	825	1210	2195	3425	4735	8510	13050	18630	35548	54883	76534

*Nota.* Fuente Spirax Sarco. The Steam and Condensate Loop Book.

Pasa asegurarnos que las tuberías seleccionadas cumplan con la presión de trabajo a la que está sometida el vapor, usaremos la siguiente tabla para seleccionar el tipo de tubo y comparar la máxima presión que este puede soportar en comparación con la presión de trabajo.

**Figura 12**

*Máxima presión permitida de operación*

DIAM. NOM. DEL TUBO	DESIG- NACION	ESPEJOR DE LA PARED DEL TUBO		MARGEN POR CORROSION EN PULGADAS				
		NOM.	MIN.	0	1/16	1/8	3/16	1/4
				Máxima presión permitida, lb/pulg <sup>2</sup> man.				
2½	Est.	0.203	0.178	<u>1954</u>	1245	561		
	Reforzado	0.276	0.242	2707	<u>1971</u>	1261	577	
	Céd. 160	0.375	0.328	3766	2991	<u>2245</u>	1525	831
	Doblemente ref.	0.552	0.483	5822	4969	4148	<u>3359</u>	<u>2599</u>
3	Est.	0.216	0.189	<u>1693</u>	1116	556	12	
	Reforzado	0.300	0.263	2398	<u>1801</u>	1221	658	111
	Cédula 160	0.438	0.383	3597	2964	<u>2350</u>	<u>1754</u>	<u>1175</u>
	Doblemente ref.	0.600	0.525	5113	4432	3773	3134	2515
3½	Est.	0.226	0.198	<u>1546</u>	1044	555	78	
	Reforzado	0.318	0.278	2207	<u>1689</u>	1183	691	211
	Doblemente ref.	0.636	0.557	4701	4115	<u>3546</u>	<u>2992</u>	<u>1937</u>
4	Est.	0.237	0.208	<u>1439</u>	995	561	137	
	Reforzado	0.337	0.295	2075	<u>1616</u>	1168	730	280
	Céd. 120	0.438	0.383	2739	2265	<u>1802</u>	1350	908
	Céd. 160	0.531	0.465	3379	2890	2412	<u>1946</u>	<u>1490</u>
	Doblemente ref.	0.674	0.590	4394	3880	3379	2890	2412
5	Est.	0.258	0.226	<u>1259</u>	902	552	208	
	Reforzado	0.375	0.328	1856	<u>1488</u>	1127	773	425
	Céd. 120	0.500	0.438	2520	2140	<u>1767</u>	<u>1401</u>	1042
	Céd. 160	0.625	0.547	3201	2808	2422	2044	<u>1673</u>
	Doblemente ref.	0.750	0.656	3906	3499	3100	2709	2325
6	Est.	0.280	0.245	<u>1143</u>	845	551	262	
	Reforzado	0.432	0.378	1793	<u>1485</u>	<u>1181</u>	882	588
	Céd. 120	0.562	0.492	2368	2051	1738	<u>1431</u>	<u>1128</u>
	Céd. 160	0.718	0.628	3077	2748	2425	2106	1793
	Doblemente ref.	0.864	0.756	3767	3427	3093	2764	2440

DIAM. NOM. DEL TUBO	DESIG- NACION	ESPESOR DE LA PARED DEL TUBO		MARGEN POR CORROSION, EN PULG				
		NOM.	MIN.	0	1/16	1/8	3/16	1/4
				Máxima presión permitida, lb/pulg <sup>2</sup> man.				
8	Céd. 20	0.250	0.219	777	552	329	113	
	Céd. 30	0.277	0.242	861	634	411	190	
	Est.	0.322	0.282	<u>1007</u>	779	554	331	111
	Céd. 60	0.406	0.355	1276	<u>1045</u>	817	591	368
	Reforzado	0.500	0.438	1587	1353	<u>1121</u>	892	665
	Céd. 100	0.593	0.519	1896	1658	<u>1422</u>	<u>1189</u>	959
	Céd. 120	0.718	0.628	2319	2075	1835	<u>1597</u>	<u>1362</u>
8	Céd. 140	0.812	0.711	2647	2400	2155	1913	1675
	Céd. 150	0.906	0.793	2977	2725	2476	2231	1988
	Doblemente ref.	0.875	0.766	2868	2617	2370	2126	1885
10	Céd. 20	0.250	0.219	621	441	264	90	
	Céd. 30	0.307	0.269	766	585	406	228	50
	Est.	0.365	0.319	<u>911</u>	729	549	370	193
	Reforzado	0.500	0.438	1263	<u>1078</u>	894	712	532
	Céd. 80	0.593	0.519	1506	1318	<u>1132</u>	<u>948</u>	<u>766</u>
	Céd. 100	0.718	0.628	1838	1647	1458	1270	1085
	Céd. 120	0.843	0.738	2179	1984	1792	1601	1413
	Céd. 140	1.000	0.875	2611	2413	2216	1986	1829
	Céd. 160	1.125	0.984	2963	2760	2560	2362	2166
12	Céd. 20	0.250	0.219	522	371	222	76	
	Céd. 30	0.330	0.289	692	540	389	240	91
	Est.	0.375	0.328	<u>787</u>	635	483	333	184
	Céd. 40	0.406	0.355	854	701	549	398	248
	Reforzado	0.500	0.438	1059	<u>904</u>	751	598	486
	Céd. 60	0.562	0.492	1194	1038	<u>883</u>	730	578
	Céd. 80	0.687	0.601	1469	1311	1154	<u>998</u>	<u>844</u>
	Céd. 100	0.843	0.738	1820	1659	1500	1341	1184
	Céd. 120	1.000	0.875	2178	2014	1851	1690	1530
	Céd. 140	1.125	0.984	2467	2301	2136	1972	1810
	Céd. 160	1.312	1.148	2910	2740	2572	2404	2239

Nota. Fuente Eugene F. 1992. Manual de recipientes a presión, diseño y cálculo.

### 2.1.5. Efectos del sub-dimensionamiento y sobredimensionamiento de tuberías

En la práctica de la instalación de tuberías, a veces se cometen errores debido a que se utiliza el diámetro de las conexiones de los equipos como el diámetro de las tuberías a instalar. Este enfoque puede tener dos efectos adversos en las tuberías, según lo señalado por Spirax Sarco en su guía técnica "Distribución de vapor":

#### Sub-dimensionamiento de las tuberías

- Elevada caída de presión y mayor velocidad del vapor: Esto resulta en una presión insuficiente en el punto de uso
- Volumen de vapor insuficiente para los consumidores: La capacidad de suministro de vapor puede ser inadecuada.
- Mayor riesgo de erosión, golpe de ariete y ruidos: Esto puede causar daños y afectar negativamente el funcionamiento del sistema.

#### Sobredimensionamiento de las tuberías

- Sobre costo en la adquisición de tuberías: El exceso de tamaño resulta en gastos innecesarios.
- Mayor volumen de condensado formado: Esto puede afectar la eficiencia del sistema y generar problemas de manejo de condensado.
- Menor calidad de vapor y menor cantidad de energía calorífica: El vapor puede perder calidad y eficiencia.

- Mayor costo de instalación: Un tamaño excesivo puede requerir una instalación más costosa.

Algunos de las principales causas de averías en las tuberías incluyen:

- Erosión: Este desgaste gradual se produce cuando el vapor circula a altas velocidades, causando una reducción de espesor en las tuberías y eventualmente fugas o rupturas.
- Abrasión: La alta velocidad del vapor puede causar desgaste gradual en la superficie interna de las tuberías, lo que con el tiempo puede resultar en fugas o daños adicionales.
- Golpe de ariete: Ocurre cuando el condensado es detenido bruscamente al chocar contra un obstáculo, generando sobrepresión y posibles daños en la tubería.
- Corrosión interna: Principalmente afecta las tuberías de condensado, causando obstrucciones en los sistemas de evacuación debido a la acumulación de corrosión en las válvulas.

#### 2.1.6. Equipos consumidores de vapor

En el proceso de producción de la harina de pescado, se hacen uso de diversos equipos industriales, usando el mismo principio de intercambio de calor y energía en todos ellos, entre los principales tenemos:

#### 2.1.6.1. Cocinadores industriales

El objetivo de la cocción es liberar grasas, coagular proteínas, disminuir la carga bacteriana y desactivar la acción enzimática de la materia prima. (Honores Menchano & Casique Bojorquez, 2016).

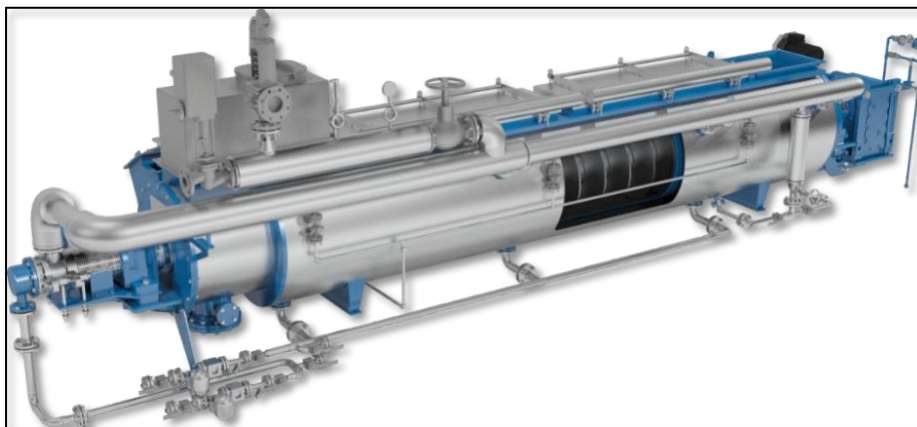
El cocinador industrial posee una forma cilíndrica, donde sus partes principales son un rotor y un estator encaquetado, y trabaja bajo el principio de intercambio de calor, haciendo pasar un fluido de mayor temperatura, que para este caso es el vapor, en un entorno de menor temperatura, que será el volumen de pescado que se tenga.

En los cocinadores, la materia prima debe ser cosida a temperaturas que varían entre los 90 y 98°C a una presión entre 3.5 - 6.5 bar.

Este proceso tiene un tiempo de duración entre los 10 a 15 minutos, donde el rotor trabaja a una velocidad entre 2 - 10 RPM, dependiendo de la carga de materia prima.

**Figura 13**

*Cocinador industrial*



*Nota.* Fuente Recuperado de <https://es.haarslev.com/products/screw-cooker/>

De acuerdo al tipo de inyección de vapor que tenga, podemos clasificarlos como cocinadores con vapor directo, indirecto o mixto.

a) Cocinadores directos:

En este tipo de cocinador, el vapor circula en contacto directo con la materia prima, de este modo, el pescado atraviesa el proceso de cocción, sin embargo, como efecto adverso, el vapor es condensado encima de la materia prima y aumenta el porcentaje de humedad que debe extraerse en los siguientes procesos, para lo cual se requerirá emplear más recursos y se consumirá mayor cantidad de energía para poder reducir la humedad hasta llegar a la solicitada para los productos. Este tipo de cocinador brinda una la trasferencia de calor por conducción, ya que el vapor alcanza directamente la materia prima.

b) Cocinadores indirectos:

Para este tipo cocinador, el vapor circula a través de la chaqueta y el eje, debido a que ambos tienen un diseño similar a un cascaron hueco en el interior. Mientras que la chaqueta también conocida como estator, viene a ser pared interna de la cocina, el eje o también conocido como rotor, es el encargado de transportar la materia prima, ya que posee una forma de

transportador helicoidal. Este tipo de cocinador brinda 2 formas de transferencia de calor:

- Por convección: ya que va del vapor a la chaqueta/eje.
- Por conducción: que va de la chaqueta/eje hacia la materia prima.

#### c) Cocinadores Mixtos

Este tipo de cocinador es una mezcla de los dos previamente vistos. Posee sistema de inyección de vapor, el cual funciona de forma directa en el interior de la cocina, el cual termina en contacto con la materia prima; a su vez, hace circular el vapor por el interior de las chaquetas y el eje del equipo.

Principales componentes del cocinador:

##### a) Rotor

Es un eje hueco, el cual posee una forma helicoidal para permitir el avance de la materia prima en su exterior, está formado por un eje central y diversas hélices las cuales poseen doble pared.

##### b) Estator

Conformado por las partes fijas de la cocina, su principal característica es que posee 2 cilindros



concéntricos (caso y chaqueta) entre los cuales pasa el vapor.

c) Sistema de Transmisión

Es el mecanismo que transmiten la potencia generada por un motor para realizar el movimiento del rotor. Está conformado por: un motor eléctrico, acoplamientos, caja reductora de velocidad, piñón, catalina, y cadena de transmisión.

d) Sistema de alimentación de vapor

Líneas de tuberías encargadas de la distribución del vapor proveniente de las calderas. Distribuye el flujo de vapor derivándolo hacia el rotor y la chaqueta.

e) Sistema de evacuación de condensado

Al condensarse en vapor dentro de la chaqueta y el rotor, luego de haber hecho el intercambio de calor, el condensado resultante es drenado por medio de un sistema de evacuación de condensado. Este sistema está constituido por 2 válvulas de bola, 1 filtro Y, 1 trampa de vapor, 1 visor y 1 válvula check. En caso de obstrucción, se instala una derivación conocida como by pass para un drenaje directo.

#### 2.1.6.2. Secadores rotadiscos

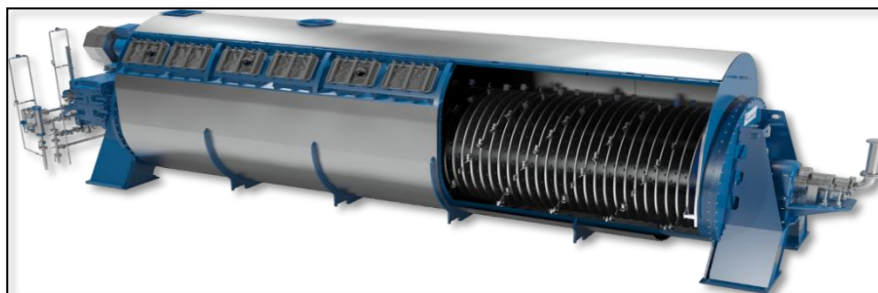
Esta primera etapa de secado, tiene por finalidad deshidratar la torta integral proveniente de la salida de la etapa de prensado. Este equipo tiene que secar el scrap del rotadisk hasta alcanzar un contenido de humedad 46 - 48%.

En los rotadisk, la materia prima debe secarse a una presión de 5 bar, trabajando a una velocidad de 15 RPM el rotor.

El tiempo de secado del scrap puede variar entre 40 - 50 minutos y la temperatura de trabajo para el secado de la harina es 95°C.

**Figura 14**

*Secador rotadisk*



*Nota.* Recuperado de <https://es.haarslev.com/products/disc-dryer-2/>

Los principales componentes del rotadisk se asemejan a los de la cocina, con la diferencia de que el rotor presenta un arreglo en forma de discos sobre los cuales se colocan paletas inclinadas, llamadas paletas de avance, con la finalidad de empujar la carga a la salida del rotadisk.

Siendo los componentes:

- Rotor

- Estator
- Sistema de transmisión
- Sistema de alimentación de vapor
- Sistema de evacuación de condensado

#### 2.1.6.3. Secadores rotatubos

Esta segunda etapa de secado tiene como objetivo es deshidratar el scrap de rotadisk, hasta alcanzar un contenido de humedad 15 – 20%.

El tiempo de secado del scrap puede variar entre 40 - 120 minutos y la temperatura de secado de la harina es de 80°C.

Este equipo trabaja a una presión de 5 – 6 bar.

A diferencia de los 2 equipos consumidores de vapor ya mencionados, este equipo trabaja al girar sobre su propio eje a una velocidad aproximada de 5 – 7 RPM, y para llevar la carga desde su punto de ingreso hasta su salida, presenta un ángulo de inclinación del 2%.

**Figura 15***Secador rotatubos*

*Nota.* Fuente Tesis Honores O. y Casique H. (2016) “Evaluación exergética y termoeconómico de la planta evaporadora agua de cola y secadores rotatubos de la empresa pesquera tecnología de alimentos S.A. – Chimbote”

Los principales componentes del rotatubos son:

a) Carcaza:

Es un cilindro de doble pared, en el cual se le conoce como casco a la pared interior y la chaqueta la pared exterior.

Dependiendo del tipo de arreglo que tenga, existen diferentes tipos de carcazas:

- Carcaza con chaqueta unida mediante stayer.
- Casco con chaqueta tipo media caña.
- Casco con chaqueta unida mediante anillo separador.

Internamente posee paletas de avance y de levante, de acuerdo a su diseño y función es que se le denomina.

b) Haz de tubos:

Es un banco de tubos ubicados simétricamente al interior de la carcasa, estos son alimentados y calentados mediante el vapor proveniente de las calderas.

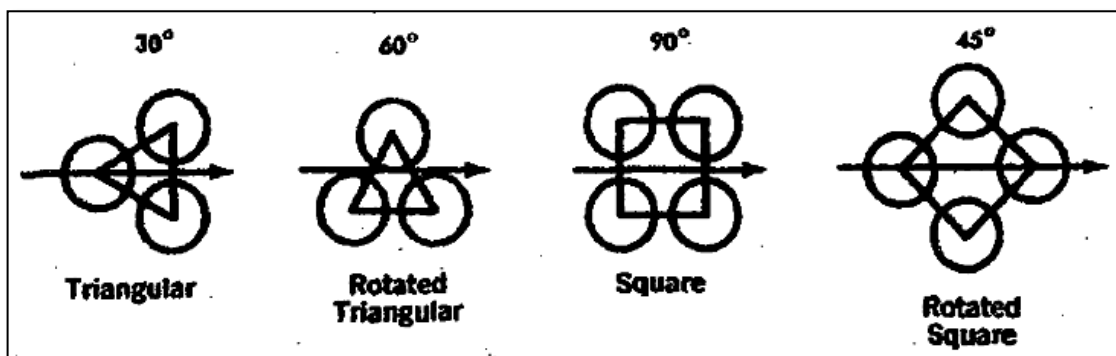
Dependiendo del tipo de arreglo que tenga, existen 2 tipos de haz de tubos:

- Haz de tubos concéntricos.
- Haz de tubos tipo bundle.

Se tiene que tener en consideración que independientemente del tipo de arreglo que posean los tubos tienen que tener un arreglo determinado en función al ángulo que posean entre sí.

**Figura 16**

*Arreglo de tubos*



*Nota.* Fuente Chaves E. (2011) “Diseño de un secador rotatubos para harina de pescado con capacidad de evaporación de 8000 kg. Agua / hr”

c) Distribuidor central

Un recipiente a presión el cual tiene 2 funciones:

- Distribuir el vapor hacia el haz de tubos y chaqueta
- Colectar el condensado y llevarlo hacia el sistema de evacuación de condensado.

d) Baffles

Instalados en el interior de la carcasa, cumplen la función de soportar los haces de tubos, brindan rigidez estructural para evitar fallas debido a la vibración y deflexión generadas al momento del funcionamiento del equipo.

e) Pistas de rodadura

Es un anillo de sección llena, unido a la carcasa concéntricamente, mediante el cual se soporta el rotatubos para efectuar su giro.

f) Sistema de polines

Son masas de acero en forma cilíndrica de sección llena, encargados de soportar el peso del rotatubos, existen 2 tipos:

- Radiales: sobre estos asientan las pistas de rodadura y permiten el giro radial del equipo.

- Axiales: absorben las cargas axiales generadas debido a la inclinación del equipo.

g) Sistema de transmisión

Encargado de la rotación del equipo. Está conformado por: un motor eléctrico, acoplamiento mecánico e hidráulico, caja reductora de velocidad, piñón, catalina, y cadena de transmisión.

#### 2.1.7. Sistemas de evacuación de condensado

La evacuación de condensados es el proceso de eliminación del agua generada a partir de la condensación del vapor dentro de los equipos industriales o líneas de distribución de este.

Los sistemas de evacuación de condensado son esenciales para prevenir daños y garantizar un adecuado intercambio de calor.

El principal beneficio de la recuperación de condensado es la reducción de costos en combustibles, al observar la producción del vapor haciendo uso de condensado a altas temperaturas en la caldera, se optimiza su generación, debido a que requiere menor cantidad de energía para convertirse en vapor. Esto puede reflejarse reduciendo entre un 10 – 20 % del consumo de combustible, lo que, a su vez, favorece al medio ambiente con la reducción de gases contaminantes provenientes de la chimenea.

Dentro de un sistema de evacuación de condensado tendremos:

- 02 Válvulas de bola.
- 01 Filtro Y.

- 01 Trampa de vapor.
- 01 Visor.
- 01 Válvula check.
- By pass.

Dentro de estos componentes, el mas importante de ellos es la trampa de vapor, ya que su función es permitir únicamente la descarga del condensado, impidiendo que este se mezcle con vapor.

#### 2.1.7.1. Trampas de vapor

Se conoce como trampa de vapor a una válvula de funcionamiento automático, la cual tiene la función de eliminar condensado impidiendo la salida de vapor vivo.

Las trampas de vapor se clasifican en:






- a) Purgadores Termostáticos: su funcionamiento se basa en el cambio de temperatura. La temperatura del vapor saturado es brindada por su presión. Al producirse el intercambio, el vapor transfiere su entalpía de evaporación, generando condensado a la temperatura del vapor. Toda pérdida de calor posterior da a conocer que la temperatura de este condensado disminuye. Un purgador termostático logra captar la temperatura y posiciona la válvula en relación al asiento para descargar el condensado. (Torres Gamarra , 2020).



- b) Purgadores mecánicos: su funcionamiento se basa en la diferencia de densidad entre el vapor y el condensado. Estos purgadores, interiormente llevan una cámara con un flotador (o boya) en la cual se reúne el condensado. Esta boya se eleva al acumularse condensado para abrir una válvula. (Torres Gamarra , 2020).
- c) Purgadores termodinámica: su funcionamiento se basa en la dinámica del fluido. Este funcionamiento depende en su mayor parte de la capacidad de generación de revaporizado del condensado. Se tiene diversos tipos de purgadores termodinámicos, como de disco, de impulso y laberinto. (Torres Gamarra , 2020)

Spirax sarco nos brinda una tabla de los tipos de trampas para vapor, de acuerdo a sus características de trabajo.

**Tabla 1***Spirax Sarco's steam trap range*

Funcionamiento de las trampas de vapor	Termodinámica	Mecánicas		Termostáticas	
	Termodinámica	Flotador de bola	Balde invertido	Presión equilibrada	Bimetálico
Tipos de trampas de vapor					
Principales características	<p>*Diseño robusto que ofrece una excelente resistencia al golpe de ariete y a las vibraciones.</p> <p>*Descarga positiva con cierre hermético.</p> <p>*Descarga de condensado cerca de la temperatura de saturación de vapor.</p>	<p>*Alta capacidad.</p> <p>*Excelentes capacidades de ventilación de aire.</p> <p>*Descarga continua de condensado para máxima transferencia de calor.</p> <p>*No retrocederá con condensado.</p>	<p>*Alta capacidad.</p> <p>*Diseño robusto.</p> <p>*Descarga casi continua de condensado.</p> <p>*Reserva mínimo de condensado.</p>	<p>*Utiliza calor sensible en el condensado, lo que reduce las pérdidas de vapor flash, lo que ahorra energía.</p> <p>*Excelentes propiedades de ventilación de aire para una puesta en marcha rápida.</p>	
Aplicaciones típicas	<p>*Drenaje de red y todas las aplicaciones de rastreo.</p> <p>*Algunas aplicaciones de proceso con cargas ligeras, como prensas y cilindros pequeños.</p>	*Aplicaciones controladas por temperatura/presión con cargas fluctuantes.	*Aplicaciones controladas por temperatura/presión con cargas fluctuantes	*Donde se puede tolerar o se requiere un respaldo de condensado para eliminar el exceso de entalpía, e.g. rastreo no crítico.	
Tamaño	DN8 – DN25 (¼" – 1")	DN15 – DN100 (½" – 4")	DN15 – DN50 (½" – 2")	DN8 – DN25 (¼" – 1")	DN8 – DN100 (¼" – 4")
Clasificación máxima del cuerpo de la trampa	PN250	PN100 and ASME Class 600	ASME 900	PN40 and ASME Class 300	ASME Class 600
Presión máxima de operación	250 bar g	80 bar g	110 bar g	32 bar g	70 bar g

*Nota.* Fuente Spirax Sarco. Manual técnico Steam trapping overview.

Al momento de seleccionar las trampas de vapor nos basamos en el funcionamiento del equipo y la forma en que descargan el condensado, tomaremos en cuenta los siguientes criterios de acuerdo con Torres Gamarra (2020).

a) Carga de condensado:

Dentro de las manuales de operación de cada equipo industrial, encontramos sus especificaciones técnicas y parte de ellas es la información acerca de los rangos de condensación que tendrán.

De caso contrario, podremos hallar esta carga de condensado en función al área de intercambio de calor de los equipos.

b) Factor de seguridad:

Al seleccionar una trampa se tiene que considerar un Factor de Seguridad para dar mayor seguridad al sistema.

c) Diferencia de presiones

El diferencial máximo de presión viene a estar dado por la diferencia de presión entre la presión de salida de vapor de la caldera y la presión de la línea de retorno. Al estar correctamente dimensionadas, las trampas son capaces de abrirse venciendo esta presión diferencial.

## d) Máxima presión permitida

La trampa seleccionada deberá tener la capacidad de soportar la máxima presión permitida en el sistema o la presión de diseño.

Para el presente proyecto de investigación, se evaluará el uso de trampas de vapor mecánicas tipo flotador de bola para la descarga de condensado de los equipos. Haciendo uso de las siguientes tablas para selección de trampas.

Primero se tendrá que evaluar la presión de operación del equipo.

**Figura 17**

*Trampas de vapor termostáticas y de flotador de hierro fundido*

Model	FTB-20	FTB-30	FTB-50	FTB-125	FTB-175	FTB-200
<b>PMO</b>	20 psig	30 psig	50 psig	125 psig	175 psig	200 psig
<b>Sizes</b>	2"	2"	1-1/2"	2-1/2"	2", 2-1/2"	1-1/2"
<b>Connections</b>	NPT					
<b>Construction</b>	Cast Iron Body					
	Stainless Steel Internals					
<b>Options</b>	Gauge glass, Vacuum Breaker					

*Nota.* Fuente Spirax Sarco. Manual técnico Cast Iron Float & Thermostatic Steam Traps  
*FTB-20, FTB-30, FTB-50, FTB-125, FTB-175, FTB-200*

Una vez seleccionado el tipo de trampa, se procederá a escoger el diámetro de ingreso y salida del condensado, en base a la siguiente tabla.

**Figura 18**

*Trampas de vapor termostáticos y de flotador de hierro fundido capacidades FT*

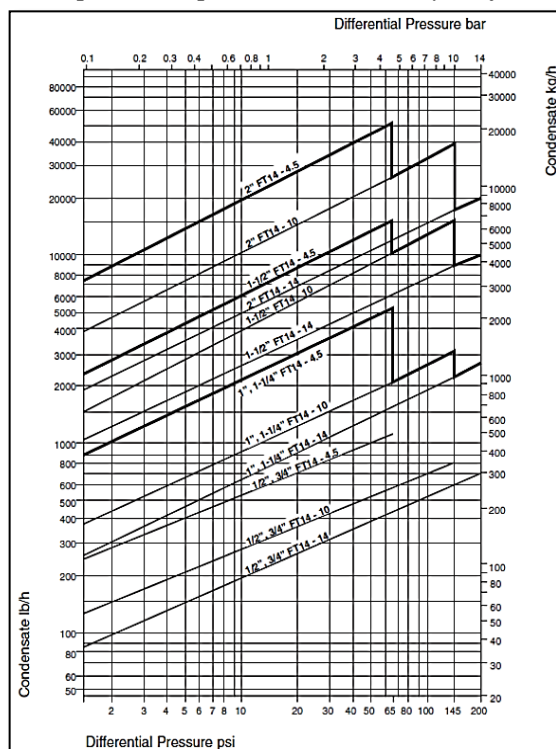
Capacities in lb/h hot condensate															
Differential Pressure		FT-15				FT-30				FT-75			FT-125		
PSI	BAR	3/4" 1"	1-1/4"	1-1/2"	2"	3/4" 1"	1-1/4"	1-1/2"	2"	3/4" 1"	1-1/4" & 1-1/2"	2"	3/4" 1"	1-1/4" & 1-1/2"	2"
1/4	.017	279	600	1100	2300	279	375	1000	1300	160	550	850	100	400	550
1/2	.035	369	770	1700	2800	369	500	1300	1800	213	725	1100	135	520	675
1	.07	489	980	2400	3600	489	690	1700	2500	280	960	1500	175	680	880
2	.14	650	1240	3300	4650	650	910	2300	3400	365	1300	2000	230	890	1225
5	.35	785	1640	5000	6900	785	1200	3400	5200	520	1900	3100	330	1300	1950
10	.69	1000	2000	6600	9000	1000	1500	4600	6800	700	2650	4150	415	1700	2600
15	1.0	1075	2340	7600	10900	1075	1680	5500	7800	795	3050	4750	500	2050	3000
20	1.4					1210	1800	6000	8600	875	3400	5200	565	2300	3250
30	2.1					1370	2000	7000	10000	970	4000	5800	665	2700	3800
40	2.8									1120	4400	6400	750	3000	4200
50	3.5									1230	4750	6800	830	3200	4600
75	5.2									1450	5400	7700	970	3800	5500
100	6.9												1110	4200	6100
125	8.6												1190	4500	6600
orifice dia.		.218"	.312"	.500"	.625"	.218"	.228"	.390"	.500"	.166"	.312"	.421"	.125"	0.246"	.332"

*Nota.* Fuente Spirax Sarco. Manual técnico Cast Iron Float & Thermostatic Steam Traps

FT, FTI and FTB Capacities

**Figura 19**

*Trampas de vapor termostáticos y de flotador de hierro fundido capacidades FT14*



*Nota.* Fuente Spirax Sarco. Manual Cast Iron Float & Thermostatic Steam Traps FT4

**Figura 20**

*Trampas de vapor termostáticos y de flotador de hierro fundido capacidades FT y FTB*

<b>Capacities</b> in lb/h hot condensate																	
Differential Pressure		FT-150				FT-200				FTB-20	FTB-30	FTB-50	FTB-125	FTB-175	FTB-200	FTB-175	FTB-200
psi	bar	3/4"	1"	1-1/4"	1-1/2"	3/4"	1"	1-1/4"	1-1/2"	2"	2"	1-1/2"	2-1/2"	2"	1-1/2"	2-1/2"	
1/4	.017	170	170	275	275	120	120	250	250	6000	12000	875	19000	2600	920	7000	
1/2	.035	235	235	360	360	160	160	335	335	7500	15800	1240	24000	4000	1300	12000	
1	.07	315	315	470	470	210	210	450	450	9000	19000	1758	29200	5550	1850	17000	
2	.14	425	425	610	610	280	280	600	600	11500	24000	1995	35000	7100	2100	21000	
5	.34	650	650	920	920	400	400	870	870	15500	31500	2470	44000	9500	2600	27000	
10	.69	810	810	1120	1120	520	520	1100	1100	19000	38000	3040	52000	11500	3200	32000	
15	1.0	940	940	1300	1300	600	600	1280	1280	22000	41500	3563	57500	13000	3750	35500	
20	1.4	1020	1020	1415	1415	660	660	1410	1410	25000	43500	3990	61500	14000	4200	38500	
30	2.1	1175	1175	1600	1600	770	770	1640	1640	—	45500	4750	68500	16000	5000	42500	
40	2.8	1310	1310	1770	1770	850	850	1800	1800	—	—	5368	73500	17500	5650	46000	
50	3.5	1410	1410	1935	1935	910	910	1910	1910	—	—	5910	78000	18500	6220	48500	
75	5.2	1625	1625	2210	2210	1050	1050	2200	2200	—	—	—	86000	21000	7400	54000	
100	6.9	1755	1755	2360	2360	1175	1175	2410	2410	—	—	—	93000	22500	8310	58000	
125	8.6	1900	1900	2600	2600	1260	1260	2610	2610	—	—	—	100000	24000	9220	61000	
150	10.3	2025	2025	2750	2750	1370	1370	2825	2825	—	—	—	—	25500	10150	64000	
175	12.1	—	—	—	—	1440	1440	2975	2975	—	—	—	—	27000	10950	68000	
200	13.8	—	—	—	—	1512	1512	3130	3130	—	—	—	—	—	11498	69400*	

For kg/h, multiply by .454

\*2-1/2 FTB-200 ONLY

<b>Orifice Diameter</b>																	
in	.152	.152	.250	.250	.128	.128	.203	.203	.937	2.125*	.375*	2.125*	.750*	.375*	1.500*		
mm	3.86	3.86	6.35	6.35	3.25	3.25	5.16	5.16	23.8	54.2*	9.53*	54.0*	19.05*	9.53*	38.1*		

*Nota.* Fuente Spirax Sarco. Manual Cast Iron Float & Thermostatic Steam Traps FT, FTI and FTB Capacities

### 2.1.8. Aislamiento térmico

El aislamiento térmico se define como un revestimiento de diversos materiales al exterior de los equipos industriales, o tuberías, con la finalidad de reducir la transferencia de calor entre estos y el ambiente.

Algunos de beneficios de usar aislamientos térmicos son:

- Ahorro energético debido a que conservará la energía del vapor al no haber un intercambio de calor significativo con el medio ambiente.
- Protección del personal a los alrededores, ya que no se estará en contacto directo con las superficies que llevan vapor a altas

temperaturas en caso de encontrarse con equipos o tuberías instalados al alcance de los trabajadores, y a su vez reducirá el nivel de ruido de los equipos donde se encuentren instalados.

Para la selección del aislamiento térmico es importante conocer los tipos de materiales y la conductividad térmica que posee cada uno de estos. La conductividad térmica es la propiedad física que poseen los materiales que mide su capacidad de conducir el calor.

**Tabla 2**

*Conductividad térmica de materiales para aislante*

<b>MATERIAL</b>	<b>CONDUCTIVIDAD TÉRMICA W/(K.m) 23°C</b>	<b>CALOR ESPECÍFICO J/(kg.K) 25°C</b>	<b>DENSIDAD kg/m<sup>3</sup></b>
<b>Fibra de vidrio</b>	0.04	795	220
<b>Fieltro lana</b>	0.06	1300	200
<b>Grafito</b>	129	710	2260
<b>PTFE Politetrafluoretileno</b>	0.25	1050	2200
<b>PVDF Polifluoruro de Vinilideno</b>	0.1 - 0.25	80 - 140	1770

*Nota.* Fuente Tesis de Torres Gamarra (2020)

Cuanto mayor sea el espesor del aislante mayor será la conservación de energía, pero un espesor en exceso resultara ineficiente y no representará un ahorro significativo, por ello, es que se tiene que seleccionar el espesor ideal para el aislante.

Esta magnitud será brindada por los fabricantes en mm, posee relación con los requerimientos normativos del Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios (RITE), el cual especifica los espesores a emplear, en función a la temperatura de trabajo y los diámetros de la tubería. (Torres Gamarra , 2020).

**Tabla 3**

*Espesores de aislante térmico para fluidos que discurren por el exterior de edificios*

<b>Diámetro exterior Tubería/mm</b>	<b>De -10 a 0 °C</b>	<b>De 0 a 10 °C</b>	<b>Mas de 10 °C</b>	<b>De 40 a 60 °C</b>	<b>De 60 a 100 °C</b>	<b>De 100 a 180 °C</b>
<b>Espesor de aislamiento [mm]</b>						
<b><math>D \leq 35</math></b>	50	45	40	35	35	40
<b><math>35 &lt; D \leq 60</math></b>	60	50	40	40	40	50
<b><math>60 &lt; D \leq 90</math></b>	60	50	50	40	40	50
<b><math>90 &lt; D \leq 140</math></b>	70	60	50	40	50	60
<b><math>140 &lt; D</math></b>	70	60	50	45	50	60

*Nota.* Fuente Reglamento R.I.T.E. (2013).



### **III. MATERIALES Y MÉTODOS**

#### **3.1. Materiales**

##### **3.1.1. Equipos térmicos en evaluación:**

- Calderos generadores de vapor
- Cocinas industriales de pescado
- Secador rotatubos
- Secador rotadisk

##### **3.1.2. Instrumentos para recopilación de datos**

- Termómetros
- Manómetros
- Fichas técnicas de los instrumentos
- Manuales de operación de los equipos

#### **3.2. Métodos**

La metodología a utilizar está compuesta por las siguientes etapas:

- Balance de energía
- Selección de sistemas de evacuación de condensado
- Dimensionamiento de tuberías
- Selección de espesor de aislamiento

#### **3.3. Identificación de variables**

- Variable independiente: Líneas de distribución de vapor.
- Variable dependiente: Disminución de pérdida de energía térmica.
- Población: Es un conjunto o grupo de elementos sobre los cuales se realizará un estudio determinado. Para este proyecto de investigación, la

población estará constituida las líneas de vapor, los sistemas de evacuación de condensado y los espesores de los aislantes.

## 3.4. Matriz operacional

**Tabla 4***Análisis de variable dependiente*

Conceptualización	Dimensiones	Unidad de medida	Indicadores	Items	Fuentes	Instrumentos	Escala de medición
Disminución de pérdida de energía térmica.	Porcentaje de optimización energética.	%	Balance de energía	¿Qué cantidad de vapor será necesario para solventar la demanda energética en las líneas de distribución de vapor en una planta pesqueras?	Líneas de vapor.	Hojas de cálculo de balances de energía.	Escala nominal

*Nota.* Fuente: Elaboración propia

**Tabla 5***Análisis de variable independiente*

Conceptualización	Dimensiones	Unidad de medida	Indicadores	Items	Fuentes	Instrumentos	Escala de medición
Líneas de distribución de vapor	Dimensionado de las líneas de vapor.	Milímetros (mm).	Diámetros de las tuberías.	¿Las tuberías actuales poseen una correcta selección para la distribución de vapor?	Tablas de dimensiones de tuberías.	Fichas técnicas de tuberías. Micrómetro	Escala de razón
	Presión máxima que soportan las tuberías.	Libra por pulgada cuadrada (psi).	Presiones en los manómetros.	¿Las tuberías seleccionadas resistirán la presión de trabajo de los equipos?	Tablas de propiedades de tuberías.	Manómetro	Escala de razón
	Selección de sistemas de evacuación de condensado, en base al consumo de vapor de cada equipo.	Kilogramo de vapor hora (kg/h)	Funcionamiento de las trampas	¿Los sistemas de evacuación de condensado poseen una correcta selección para el flujo evacuado durante el proceso?	Tablas de selección de sistemas de evacuación de condensados	Trampas de condensado	Escala de razón
	Cálculo del espesor del aislante térmico	Milímetros (mm)	Espesor necesario de aislante térmico para las tuberías.	¿Las tuberías actuales poseen un correcto espesor de aislante térmico para las líneas de distribución de vapor?	Tablas de dimensiones de aislamiento térmico.	Flexómetro	Escala de razón

*Nota.* Fuente: Elaboración propia

## **IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN**

### **4.1. Resultados**

4.1.1. El balance de energía determinado nos brinda una generación de vapor de 135,720 kg vapor/h y lo compara con un consumo de vapor de 134,380 kg vapor/h, dejándonos una reserva de 1,340 kg vapor /h, de esta forma optimizamos la cantidad de vapor que se distribuye a toda la planta. El consumo de vapor se detalla en la tabla 6, el de evaluación se describe en el anexo 7.1

**Tabla 6***Consumo total de vapor*

CONSUMIDORES DE VAPOR			
ITEM	EQUIPO	MARCA	CONSUMO
			Vapor Kg/hr
<b>1 COCINADORES</b>			
1.1	Cocinador N°1	FABTECH	8,500
1.2	Cocinador N°2	FIMA	8,500
1.3	Cocinador N°3	FIMA	8,500
1.4	Cocinador N°4	FABTECH	8,500
1.5	Cocinador N°5	FIMA	8,500
<b>2 ROTADISK</b>			
2.1	Rotadisco N°1	FIMA FSD60	8,000
2.2	Rotadisco N°2	ENERCOM RD500	8,000
2.3	Rotadisco N°3	ENERCOM RD500	8,000
2.4	Rotadisco N°4	FIMA	6,500
<b>3 ROTATUBOS</b>			
3.1	Rotatubos N°1	ENERCOM SV1400	11,000
3.2	Rotatubos N°2	ENERCOM SV1400	11,000
3.3	Rotatubos N°3	ENERCOM SV1400	11,000
3.4	Rotatubos N°4	ENERCOM SV1400	11,000
3.5	Rotatubos N°5	ENERCOM SV1400	11,000
<b>4 OTROS</b>			
4.1	Separadora ambiental		2,000
4.2	Calentamiento TK desaereador		3,000
4.3	Calentamiento de combustible		1,380
			0
4.4	Subtotal		6,630
Consumo Total			<b>134,380</b>

*Nota.* Fuente Elaboración propia.

4.1.2. Los sistemas de evacuación de condensados cumplen con la cantidad de evacuación necesaria para cada equipo, siendo todos esto del tipo flotador; para las cocinas seleccionamos los modelos FTB-125 Ø2½” para el eje y FT14-4.5 Ø1½” para la chaqueta; para los rotadiscos seleccionamos los modelos FTB-175 Ø2½” para el eje y FT-125 Ø1½” para la chaqueta; y para

los rotatubos seleccionamos el modelo FTB-125 para su eje. La selección de trampas y su método de selección se brindan en el anexo 7.2.

4.1.3. Al dimensionar la red de tuberías para distribución de vapor, verificamos que estas cumplen con el diámetro mínimo necesario y un espesor óptimo para resistir la presión de trabajo de 7 bar. A la salida de los calderos tenemos tuberías diámetro de 10" para los calderos de 1200 BHP o menores y 12" de diámetro para los calderos de 1500 BHP, el manifold cuenta con un diámetro de 32", las tuberías de distribución de vapor hacia los equipos cuentan con diámetros de 4", 8", 10", 12" y 14" de acuerdo a la carga que estos lleven y las uniones bridadas son de 150 lb, cada elemento ha sido evaluado a la presión de trabajo de caldero de 7 bar. Para ver la tabla resumen ver el Anexo 7.3

4.1.4. La evaluación de espesores de los aislantes térmicos comparados con los espesores necesarios del RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios), nos muestra que las tuberías con diámetros de 3", 8", 10", 12" y 14" cumplen con el espesor mínimo necesario (60 mm) de aislamiento para ver la tabla resumen, ver el Anexo 7.4.

## 4.2. Discusión

4.2.1. De acuerdo con las fichas técnicas de los principales equipos consumidores de vapor, pudimos observar que las cantidades de vapor requerido no eran abastecidas, al comparar el diseño que nos brinda Rodríguez C. Danilo y Rubio S. Oswaldo, vemos un rediseño de las tuberías de vapor para abastecer cada equipo, de la forma en que se plantea en los planos anexos, y con

instalación de un caldero de mayor capacidad quedan balanceadas las cantidades de vapor necesarias para los equipos de planta.

- 4.2.2. La correcta selección de sistemas de evacuación de condensados asegura un sistema de vapor confiable y eficiente, para esta selección se hizo uso de las tablas recopiladas de los manuales técnicos de la marca Spírax Sarco, los cuales fueron revisados en las figuras 17, 18, 19 y 20. (Pag. 42 – 45)
- 4.2.3. En la tesis revisada de Marcelito N. Albuja, titulada “Mejoramiento del sistema de vapor y condensado en una industria cartonera”, pudimos observar que aplica los mismos datos de entrada como los son caudal, presión y velocidad de vapor, para el cálculo de diámetros de tuberías, y a su vez en el manual de Distribución de vapor de Spírax Sarco, pudimos encontrar su formulario y un gráfico de dimensionamiento de tuberías para vapor saturado y al hacer el desarrollo del grafico se obtuvieron las mismas medidas que mediante cálculos. (ver Anexos, pag. 64 – 70)
- 4.2.4. En la tesis revisada de Marcelito N. Albuja, titulada “Mejoramiento del sistema de vapor y condensado en una industria cartonera”, brinda una selección de los espesores de aislante térmico en función de los diámetros de las tuberías que se tienen, se evaluó de la misma manera con las tablas del RITE (Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios) y con el catálogo de K-FLEX (empresa multinacional que fabrica materiales aislantes térmicos y acústicos), teniendo valores semejantes y validando el espesor de tuberías utilizadas. (ver Anexos, pag. 70 – 72)



## V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

### 5.1. Conclusiones

- 5.1.1. Se determinó en el primer balance de energía un déficit de vapor de 8,020 kgvapor/h al inicio de la investigación. Al instalar el nuevo caldero de 1500 BHP, compensamos la falta de vapor y obtuvimos una reserva de 1,340 kg vapor /h, de esta forma mejoramos la cantidad de vapor que se distribuye a toda la planta.
- 5.1.2. Se calculó y seleccionó correctamente los sistemas de evacuación de condensados asegurando su eficiencia, siendo todos esto del tipo flotador; para las cocinas seleccionamos los modelos FTB-125 Ø2½” para el eje y FT14-4.5 Ø1½” para la chaqueta; para los rotadiscos seleccionamos los modelos FTB-175 Ø2½” para el eje y FT-125 Ø1½” para la chaqueta; y para los rotatubos seleccionamos el modelo FTB-125 para su eje; para esta selección se hizo uso de las tablas recopiladas de los manuales técnicos de la marca Spírax Sarco, los cuales fueron revisados en las figuras 17, 18, 19 y 20.
- 5.1.3. Se dimensionó el diámetro para cada tubería de vapor, teniendo como diámetros: línea N°1.1 Ø10”, línea N°1.2 Ø12”, línea N°1.3 Ø10”, línea N°1.4 Ø10”, línea N°1.5 Ø12”, línea N°1.6 Ø10”, línea N°1.4 Ø12”, línea N°2.1 Ø12”, línea N°2.2 Ø10”, línea N°3.1 Ø12”, línea N°3.2 Ø8”, línea N°4.1 Ø14”, línea N°4.2 Ø12”, línea N°5.1 Ø8”, línea N°5.2 Ø4”, línea N°5.3 4” este cálculo en basó en la presión de trabajo del caldero de 7 bar y a su temperatura a de salida de vapor de 170.5°C.
- 5.1.4. Se seleccionó térmicamente el espesor mínimo para el aislamiento térmico de las líneas de distribución de vapor dándonos espesores de 2” y 2 ½”, este

espesor seleccionado fue corroborado mediante la tabla de espesores del RITE y el catálogo de K-FLEX.

## 5.2. Recomendaciones

- 5.2.1. Hacer una recopilación de todas las fichas técnicas de los equipos para tener una data más exacta de las capacidades de los equipos.
- 5.2.2. Rotular todos los accesorios de los sistemas de evacuación de condensado para tener un data más exacta de los accesorios correspondientes de cada equipo.
- 5.2.3. Hacer una evaluación de espesores de las tuberías constantemente para garantizar que los tubos no pierdan su resistencia antes las presiones de trabajo.
- 5.2.4. Se recomendó el cambio de espesor de aislamiento térmico para las líneas de 4" y 6" de ingreso de vapor, que de acuerdo al RITE, no cumplen con el espesor mínimo requerido.

## VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS Y VIRTUALES

Albuja Coello, M. N. (2005). *Mejoramiento del sistema de vapor y condensado en una industria cartonera*. Tesis, Guayaquil - Ecuador. Recuperado el Mayo de 2023

Cengel, Y., & Boles, M. (2012). *Termodinámica* (Séptima ed.). Mexico: The McGraw-Hill.  
Recuperado el Junio de 2023

Chavez Vargas, E. W. (2011). *Diseño de un secador tipo rotatubos para harina de pescado con capacidad de evaporación de 8000kg. Agua /hr.* Lima.

Eugene F., M. (1992). *Manual de recipientes a presión*. Oklajoma, Estados Unidos: Limusa S.A.  
Recuperado el Mayo de 2023

Fernández Collado, C., Baptista Lucio, P., & Hernández Sampieri, R. (2014). *Metodología de la investigación* (6° ed.). Mexico: McGRAW-HILL. Recuperado el Mayo de 2023

HAARSLEV. (Julio de 2019). *HAARSLEV Processing Technology*. Obtenido de  
<https://es.haarslev.com/products/screw-cooker/>

HAARSLEV. (Julio de 2019). *HAARSLEV Processing Technology*. Obtenido de  
<https://es.haarslev.com/products/disc-dryer-2/>

Honores Menchano, O. O., & Casique Bojorquez, H. D. (2016). *Evaluación exergética y termoeconómico de la planta evaporadora de agua de cola y secadores rotatubos de la empresa pequeña tecnología de alimentos S.A. - Chimbote*. Tesis, Chimbote. Recuperado el Junio de 2023

K-FLEX. (2022). *Catalogo + lista de precios*. Madrid.

Lopez. (2010). *CALDERERIA LOPEZ HERMANOS S.A.* Obtenido de  
<http://lopezhnos.es/products-category/calderas-vapor/>

Rodríguez Chica , D. F., & Rubio Sarmiento, O. A. (2014). *Diseño del sistema de distribución de vapor y selección de caldero para el hospital San Juan de Dios*. Cuenca-Ecuador.

Recuperado el Mayo de 2023

Saenz Tintayo, P. (2016). *Mejoramiento del sistema de condensado para reducir pérdidas de vapor en el área de lavandería del hospital nacional ESSALUD Huancayo*. Tesis,

Huancayo. Recuperado el Mayo de 2023

Sarco, S. (1999). *Distribución de vapor*.

SINCAL. (8 de Marzo de 2018). *Conceptos básicos del vapor*. Recuperado el 6 de Marzo de 2023, de Conceptos básicos del vapor: <https://sincal.es/conceptos-basicos-del-vapor/>

SpiraxSarco. (13 de Agosto de 2008). Cast Iron Float & Thermostatic Steam Traps FT, FTI and FTB Capacities.

SpiraxSarco. (2010). *Distribución del vapor*.

SpiraxSarco. (2019). *The Steam and Condensate Loop*.

SpiraxSarco. (2020). *Steam trapping overview*.

SpiraxSarco. (9 de Febrero de 2021). Cast Iron Float & Thermostatic Steam Traps FTI-15, FTI-30, FTI-75, FTI-125, FTI-200.

Torres Gamarra , A. L. (2020). *Optimización de las redes de distribución de vapor y condensado de un Hospital Público de Lambayeque*. Tesis, Lambayeque. Recuperado el Mayo de 2023

## VII. ANEXOS

### 7.1. Determinación del balance de energía.

Para el balance de energía evaluaremos el consumo de vapor de cada equipo y compararemos contra la generación de vapor total que tenemos en la planta. Para ello aplicaremos los datos técnicos de cada equipo y una fórmula para hallar el flujo de vapor en base de la masa de a calentar del equipo, los resultados fueron mostrados en la en la tabla 6 vista anteriormente.

$$\omega = \frac{m \times CP \times \Delta t}{h_{fg}}$$

m: Masa a calentar (kg/h)

CP: Calor específica de material (kcal/kg°C)

t1: Temperatura inicial (°C)

t2: Temperatura final (°C)

Δt: Diferencia de temperatura (°C)

hfg: Entalpia de evaporacion (kcal/kg) @ Presion de vapor

w: Flujo de vapor (kg/h)

**Tabla 7**

*Generación de vapor a inicios de año 2023*

GENERADORES DE VAPOR (Equipos industriales antiguos - inicios 2023)				
ITEM	EQUIPO	MARCA	POTENCIA	CAPACIDAD
			BHP	Vapor Kg/hr
				15.6
1	Caldero N°1	CLEAVER BROOKS	1,200	18,720
2	Caldero N°2	CLEAVER BROOKS	1,500	23,400
3	Caldero N°3	CLEAVER BROOKS	1,000	15,600
4	Caldero N°4	DISTRAL	800	12,480
5	Caldero N°5	DISTRAL	900	14,040

<b>6</b>	Caldero N°6	CLEAVER BROOKS	1,200	18,720
<b>7</b>	Caldero N°7	CLEAVER BROOKS	1,500	23,400
<b>8</b>	<b>Total</b>		<b>8,100</b>	<b>126,360</b>

*Nota.* Fuente Elaboración propia.

Al evaluar la generación de vapor y los consumos de estos, podremos observar un déficit de generación de vapor:

**Tabla 8**

*Comparativo entre generadores y consumidores de vapor*

<b>Generadores de vapor</b>	<b>Consumidores de vapor</b>
126,360 Kg vapor / hr	134,380 Kg vapor / hr

*Nota.* Fuente Elaboración propia.

Teniendo como faltantes 8,020 Kg vapor /hr.

Al ver este déficit de vapor, para la segunda mitad del año 2023, se realizó la compra e instalación de un caldero de mayor capacidad, reemplazando al caldero N°5, de marca Distral de 900 BHP por uno de marca Johnston de 1500 BHP.

**Tabla 9**

*Generación de vapor a mediados del año 2023*

<b>GENERADORES DE VAPOR</b> <b>(Equipos industriales - mediados 2023)</b>				
<b>ITEM</b>	<b>EQUIPO</b>	<b>MARCA</b>	<b>POTENCIA</b>	<b>CAPACIDAD</b>
			BHP	Vapor Kg/hr
				15.6
<b>1</b>	Caldero N°1	CLEAVER BROOKS	1200	18720
<b>2</b>	Caldero N°2	CLEAVER BROOKS	1500	23400
<b>3</b>	Caldero N°3	CLEAVER BROOKS	1000	15600
<b>4</b>	Caldero N°4	DISTRAL	800	12480
<b>5</b>	Caldero N°5	JOHNSTON	1500	23400
<b>6</b>	Caldero N°6	CLEAVER BROOKS	1200	18720

<b>7</b>	Caldero N°7	CLEAVER BROOKS	1500	23400
<b>8</b>	<b>Total</b>		<b>8700</b>	<b>135,720</b>

*Nota.* Fuente Elaboración propia.

Con el cambio de caldero pudo compensar el déficit de generación de vapor:

**Tabla 10**

*Comparativo entre generadores y consumidores de vapor 02*

<b>Generadores de vapor</b>	<b>Consumidores de vapor</b>
135,720 Kg vapor / hr	134,380 Kg vapor / hr

*Nota.* Fuente Elaboración propia.

Teniendo un exceso de 1,340 Kg vapor /hr.

Como resultado se pudo solucionar el problema de la falta de vapor mejorando la eficiencia del proceso para cada equipo.

## 7.2. Cálculo y selección del sistema de evacuación de condensado.

Para el cálculo del sistema de evacuación de condensado, tendremos como datos iniciales el consumo nominal de vapor, diferencia de presión de operación y presión máxima de operación.

Para la selección de trampas, utilizaremos las figuras 17, 18, 19 y 20, extraídas de los catálogos de Spirax Sarco.

**Tabla 11**

*Selección de sistemas de evacuación de condensado*

<b>COCINAS</b>	
EJE	
Consumo nominal de vapor:	5.9 Tn/h
Diferencia de presión máxima de cocinas	22.0 PSI
La presión máxima de operación (PMO) indica usar:	FTB-125
De la tabla de Spirax Sarco para hallar la capacidad de evacuación de condensado la trampa	61500 lb/h 28 Tn/h

<b>CHAQUETA</b>		
	Consumo nominal de vapor:	3.1 Tn/h
	Diferencia de presión máxima de cocinas	10.0 PSI
	La presión máxima de operación (PMO) indica usar:	FT14-4.5
	De la tabla de Spirax Sarco para hallar la capacidad de evacuación de condensado la trampa	14000 lb/h 6.3 Tn/h
<b>ROTADISCOS</b>		
<b>EJE</b>		
	Consumo nominal de vapor:	6.8 Tn/h
	Diferencia de presión máxima del RTD	25.0 PSI
	La presión máxima de operación (PMO) indica usar:	FTB-175
	De la tabla de Spirax Sarco para hallar la capacidad de evacuación de condensado la trampa	38500 lb/h 17 Tn/h
<b>CHAQUETA</b>		
	Consumo nominal de vapor:	1.7 Tn/h
	Diferencia de presión máxima del ROT.3	12.0 PSI
	La presión máxima de operación (PMO) indica usar:	FT-125
	De la tabla de Spirax Sarco para hallar la capacidad de evacuación de condensado la trampa	4100 lb/h 1.9 Tn/h
<b>ROTATUBOS</b>		
<b>EJE</b>		
	Consumo nominal de vapor:	11.8 Tn/h
	Diferencia de presión máxima del RTD	31.0 PSI
	La presión máxima de operación (PMO) indica usar:	FTB-125
	De la tabla de Spirax Sarco para hallar la capacidad de evacuación de condensado la trampa	68500 lb/h 31 Tn/h

*Nota.* Fuente Elaboración propia.



Para la selección de trampas de vapor ingresamos la presión de trabajo de los equipos, para el ejemplo se desarrollará con la presión de trabajo del eje de las cocinas (58 psi) y observamos que para esta presión de operación cumplirá el modelo FTB-125 de 2 ½" (Figura)

Para verificar que la trampa seleccionada concuerda con la evacuación de condensado necesaria, usaremos el diferencial de presión (22 psi), comparando el ingreso de vapor y salida de condensado, con lo cual, comprobamos que la capacidad de descarga de condensado de la trampa es superior al ingreso de modo que se evitan los atoros.

**Figura 21**

*Modelo de selección de trampas de vapor*

<b>Model</b>	<b>FTB-20</b>	<b>FTB-30</b>	<b>FTB-50</b>	<b>FTB-125</b>	<b>FTB-175</b>	<b>FTB-200</b>
<b>PMO</b>	20 psig	30 psig	50 psig	125 psig	175 psig	200 psig
<b>Sizes</b>	2"	2"	1-1/2"	2-1/2"	2", 2-1/2"	1-1/2"
<b>Connections</b>	NPT					
<b>Construction</b>	Cast Iron Body					
	Stainless Steel Internals					
<b>Options</b>	Gauge glass, Vacuum Breaker					

*Nota.* Fuente Spirax Sarco. Manual técnico Cast Iron Float & Thermostatic Steam Traps

FTB-20, FTB-30, FTB-50, FTB-125, FTB-175, FTB-200

**Figura 21**

*Modelo de selección de selección de evacuación de condensado*

Capacities in lb/h hot condensate																
Differential Pressure		FT-150				FT-200				FTB-20	FTB-30	FTB-50	FTB-125	FTB-175	FTB-200	FTB-175 FTB-200
psi	bar	3/4"	1"	1-1/4"	1-1/2"	3/4"	1"	1-1/4"	1-1/2"	2"	2"	1-1/2"	2-1/2"	2"	1-1/2"	2-1/2"
1/4	.017	170	170	275	275	120	120	250	250	6000	12000	875	19000	2600	920	7000
1/2	.035	235	235	360	360	160	160	335	335	7500	15800	1240	24000	4000	1300	12000
1	.07	315	315	470	470	210	210	450	450	9000	19000	1758	29000	5550	1850	17000
2	.14	425	425	610	610	280	280	600	600	11500	24000	1995	35000	7100	2100	21000
5	.34	650	650	920	920	400	400	870	870	15500	31500	2470	44000	9500	2600	27000
10	.69	810	810	1120	1120	520	520	1100	1100	19000	38000	3040	52000	11500	3200	32000
15	1.0	940	940	1300	1300	600	600	1280	1280	22000	41500	3563	57000	13000	3750	35500
20	1.4	1025	1025	1415	1415	665	665	1415	1415	25000	45500	3995	61500	14000	4200	38500
30	2.1	1175	1175	1600	1600	770	770	1640	1640	—	45500	4750	68500	16000	5000	42500
40	2.8	1310	1310	1770	1770	850	850	1800	1800	—	—	5368	73500	17500	5650	46000
50	3.5	1410	1410	1935	1935	910	910	1910	1910	—	—	5910	78000	18500	6220	48500
75	5.2	1625	1625	2210	2210	1050	1050	2200	2200	—	—	—	86000	21000	7400	54000
100	6.9	1755	1755	2360	2360	1175	1175	2410	2410	—	—	—	93000	22500	8310	58000
125	8.6	1900	1900	2600	2600	1260	1260	2610	2610	—	—	—	100000	24000	9220	61000
150	10.3	2025	2025	2750	2750	1370	1370	2825	2825	—	—	—	—	25500	10150	64000
175	12.1	—	—	—	—	1440	1440	2975	2975	—	—	—	—	27000	10950	68000
200	13.8	—	—	—	—	1512	1512	3130	3130	—	—	—	—	—	11498	69400*

For kg/h, multiply by .454

\*2-1/2 FTB-200 ONLY

**Orifice Diameter**

in	.152	.152	.250	.250	.128	.128	.203	.203	.937	2.125*	.375*	2.125*	.750*	.375*	1.500*
mm	3.86	3.86	6.35	6.35	3.25	3.25	5.16	5.16	23.8	54.2*	9.53*	54.0*	19.05*	9.53*	38.1*

*Nota.* Fuente Spirax Sarco. Manual Cast Iron Float & Thermostatic Steam Traps FT, FTI and FTB Capacities

**Tabla 12**

*Cumplimiento de sistemas de evacuación de condensado*

Equipo		Consumo nominal de vapor		Capacidad de evacuación de condensado	Cumplimiento de evacuación de condensado
COCINAS	Eje	5.9 Tn/h	<	28 Tn/h	Cumple
	Chaqueta	3.1 Tn/h	<	6.3 Tn/h	Cumple
ROTADISK	Eje	6.8 Tn/h	<	17 Tn/h	Cumple
	Chaqueta	1.7 Tn/h	<	1.9 tn/h	Cumple
ROTATUBOS	Eje	11.8 Tn/h	<	31 tn/h	Cumple

*Nota.* Fuente Elaboración propia.

### 7.3. Dimensionamiento de redes de vapor

Para el dimensionamiento de las redes de vapor tendremos como datos de ingreso la presión máxima de trabajo de los equipos, la velocidad del vapor y los flujos masicos de vapor dentro de las tuberías, los cuales usaremos la ecuación 4 para hallar los diámetros recomendados.

$$D = \sqrt{\frac{m * v * 4}{V * \pi}}$$

Q: Caudal de vapor .....[m3/s]

V: Velocidad del vapor .....[m/s]

A: Área de sección de tubería .....[m2]

m: Flujo masico de vapor .....[kgvapor/s]

v: Volumen específico del vapor .....[m<sup>3</sup>/kg]

D: Diámetro interno .....[m]



L 4.2	Rotatubos N°4	11,000	22,000	25	7	0.24	0.27	10.8	11.9	12	CUMPLE
	Rotatubos N°5	11,000									
5	OTROS										
L 5.1	Separadora ambiental	2,000	2,000	25	7	0.24	0.08	3.2	8.0	8	CUMPLE
L 5.2	Calentamiento TK desaereador	3,000	3,000	25	7	0.24	0.10	4.0	4.0	4	CUMPLE
L 5.3	Calentamiento de combustible	1,380	1,380	25	7	0.24	0.07	2.7	4.0	4	CUMPLE

*Nota.* Fuente Elaboración propia.

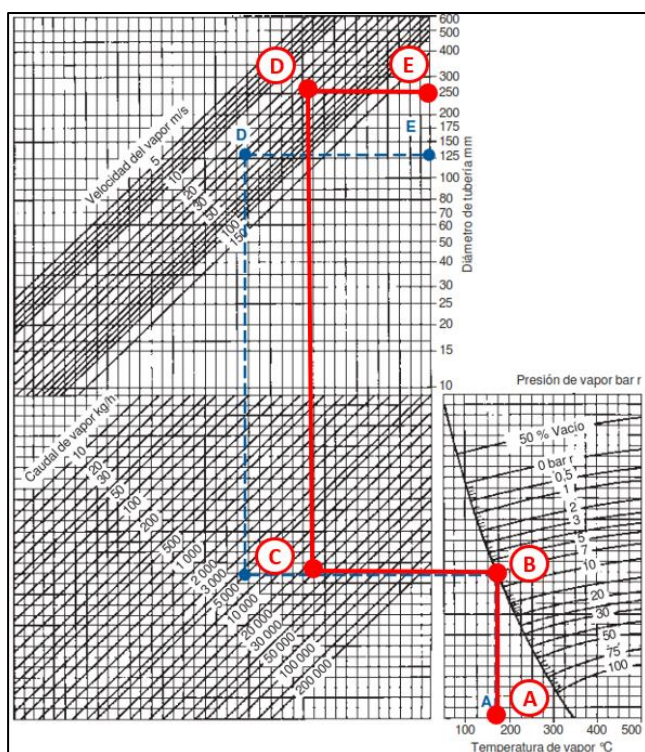
Para el dimensionamiento de las redes de vapor por medio de las tablas de Spirax Sarco tendremos que seguir 4 pasos, usaremos de ejemplo la capacidad de producción de vapor del caldero 1.

- Ingresamos con la temperatura de vapor ( $170.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ ), desde el punto A y trazamos una línea vertical hacia el interceptar con la presión de operación (7 bar) hallando así el punto B.
- Desde el punto B, trazamos una línea horizontal hasta interceptar con el caudal de vapor ( $18,720\text{ kg/h}$ ), hallado así el punto C.
- Desde el punto C trazamos una línea vertical hasta interceptar con la velocidad de vapor seleccionada ( $25\text{ m/s}$ ) hallando así el punto D.
- Por último, desde el punto D, trazamos una línea horizontal hallando el diámetro de tubería requerido, hallando así el punto E.

Aplicaremos el mismo procedimiento para todas las tuberías.

**Figura 23**

*Modelo de selección de tuberías por tablas de Spirax Sarco*



*Nota.* Fuente Spirax Sarco. Manual de Distribución de Vapor.

**Tabla 14**

*Presión máxima permitida en función al margen por corrosión*

Diámetro nominal	Designación	Espesor de la pared del tubo		Margen por corrosión en pulgadas				
				0	1/16	1/8	3/16	1/4
		Nom.	Min.	Máxima presión permitida, lb/pulg2 man.				
2 1/2	SCH 40	0.203	0.178	1954	1245	561		
3	SCH 40	0.216	0.189	1693	1116	556	12	
3 1/2	SCH 40	0.226	0.198	1546	1044	555	78	
4	SCH 40	0.237	0.208	1439	995	561	137	
5	SCH 40	0.258	0.226	1259	902	552	208	
6	SCH 40	0.280	0.245	1143	845	551	262	
8	SCH 40	0.322	0.282	1007	779	554	331	111
10	SCH 40	0.365	0.319	911	729	549	370	193
12	SCH 40	0.406	0.355	854	701	549	398	248
14	SCH 40	0.438	0.383	839	699	561	423	287

*Nota.* Fuente Eugene F. 1992. Manual de recipientes a presión, diseño y cálculo.

Siendo la presión máxima de los calderos 7 Bar (101.5 PSI), podemos observar que, en el punto más crítico de corrosión, las tuberías de acero al carbono SCH 40 aun soportan las presiones de trabajo, por lo tanto, están bien seleccionadas y aumentar su cédula implicaría un costo innecesario.

**Tabla 15**

*Selección de elementos bridados*

Rangos de presión - temperatura para accesorios bridados y bridas para tuberías de acero							
Clase	150 lb	300 lb	400 lb	600 lb	900 lb	1500 lb	2500 lb
Presión de la prueba hidrostática lb/pulg2 man.	450	1125	1500	2225	3350	5575	9275
Temperatura °F	Presión máxima permitida (no de impacto) lb/pulg2 man						
-20 a 100	285	740	990	1480	2220	3705	6170
200	260	675	900	1350	2025	3375	5625
300	230	655	875	1315	1970	3280	5470
400	200	635	845	1270	1900	3170	5280

*Nota.* Fuente Eugene F. 1992. Manual de recipientes a presión, diseño y cálculo.

Siendo la presión máxima de los calderos 7 Bar (101.5 PSI), podemos observar que, las bridas de 150 Lb cumplen con soportar la presión de trabajo, logrando estas bridas soportar presiones de 260 PSI.

Se hizo una evaluación del dimensionamiento del manifold y cálculo para verificación de espesor mínimo, teniendo los siguientes resultados.



**Tabla 16***Dimensionamiento de manifold para calderas 1, 2 y 3*

Manifold para calderos C1 – C2 - C3			
Consumo total	3700 BHP		
Flujo másico de vapor (M)	57,720 kgvapor/h	=	16 kgvapor/s
Velocidad de vapor (V)	10 m/s		
Presión de trabajo	7 Bar		
Volumen específico de vapor (v)	0.24 m3.kg		
Diámetro:	0.70 m		
	27.56”		

*Nota.* Fuente Elaboración propia**Tabla 17***Dimensionamiento de manifold para calderas 4, 5, 6, y 7*

Manifold para calderos C4 – C5 – C6 – C7			
Consumo total	5000 BHP		
Flujo másico de vapor (M)	78,000 kgvapor/h	=	22 kgvapor/s
Velocidad de vapor (V)	10 m/s		
Presión de trabajo	7 Bar		
Volumen específico de vapor (v)	0.24 m3.kg		
Diámetro:	0.81 m		
	32.03”		

*Nota.* Fuente Elaboración propia

Ambos manifold fueron diseñados con un diámetro de 32" cumpliendo con la medida requerida.

Para asegurar el buen funcionamiento del manifold debemos calcular el espesor mínimo requerido en base a la ecuación del manual de recipientes a presión.

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

S = Valor del esfuerzo del material .....[lb/pulg<sup>2</sup>]

E = Eficiencia de la junta de soldadura

R = Radio interior .....[pulg]

D = Diámetro interior .....[pulg]

t = Espesor de la pared .....[pulg]

C.A. = Margen de corrosión .....[pulg]

P = Presión de diseño o presión máxima de trabajo permitida  
[lb/pulg<sup>2</sup>]

**Tabla 18**

*Cálculo del espesor mínimo de manifold en función al diámetro*

<b>Designación</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Unidades</b>	<b>Descripción</b>
Pt	120	lb/pulg <sup>2</sup>	Presión de trabajo
Pd	156	lb/pulg <sup>2</sup>	Presión de diseño
S	19,300	lb/pulg <sup>2</sup>	Esfuerzo admisible del material
E	0.85		Eficiencia
R	415	mm	Radio interior
	16.34	pulg	
C.A.	0.125	pulg	Margen de corrosión
t	7.14	mm	Espesor de tubería
	0.28	pulg	

*Nota.* Fuente Elaboración propia

El espesor mínimo recomendado es de 7.14 mm.

Para asegurar que cumpla con esta medida se hizo una evaluación de espesor del manifold, mediante un medidor de espesor ultrasónico.

**Figura 22**

*Evaluación de Espesores de Manifold de Vapor*



*Nota.* Fuente Informe de evaluación de espesores

La calibración de espesores indica que se tiene un espesor promedio de 12.06mm cumpliendo con el requisito mínimo calculado anteriormente.

#### 7.4. Dimensionamiento de espesor óptimo del aislamiento.

De acuerdo con la tabla de espesores de aislante térmico según el RITE, se realizó el siguiente cuadro para selección.

**Tabla 19**

*Dimensionamiento de espesor de aislamiento para tuberías*

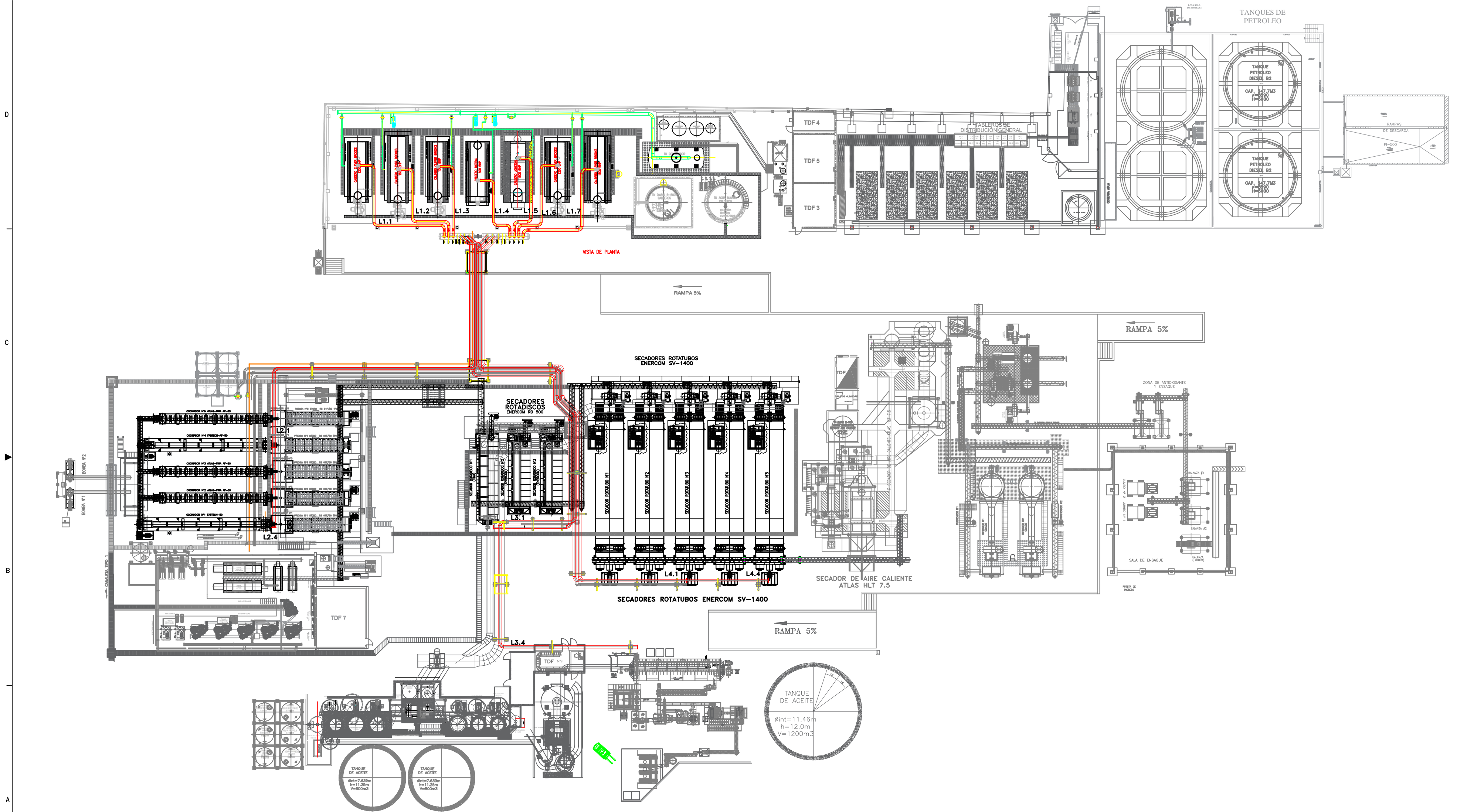
Dimensionamiento del espesor de aislamiento térmico							
ITEM	Equipo	Descripción	Diámetr o de tubería	Espesor actual de aislante		Espesor normado de aislante según rite	Estado
			in	in	mm	mm	
1	CALDERAS						
1.1	Caldero N°1	Línea de vapor hacia manifold	10	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
1.2	Caldero N°2	Línea de vapor hacia manifold	12	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
1.3	Caldero N°3	Línea de vapor hacia manifold	10	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
1.4	Caldero N°4	Línea de vapor hacia manifold	12	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
1.5	Caldero N°5	Línea de vapor hacia manifold	10	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
1.6	Caldero N°6	Línea de vapor hacia manifold	12	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
1.7	Caldero N°7	Línea de vapor hacia manifold	10	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
2	MANIFOLD DE VAPOR						
2.1	Salida 1	Línea de distribución a cocinas 1-2-3	10	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
2.2	Salida 2	Línea de distribución a cocinas 4-5	12	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
2.3	Salida 3	Línea de distribución a planta de lodos	8	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
2.4	Salida 4	Línea de distribución a sep. Ambiental	6	2	50.8	60	NO CUMPLE
2.5	Salida 5	Línea de distribución a rotadisk 1-2-3	12	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
2.6	Salida 6	Línea de distribución a rotatubos 1-2-3	14	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
2.7	Salida 7	Línea de distribución a rotatubos 4-5	12	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
2.8	Salida 8	Línea de distribución a desaereador	4	2	50.8	60	NO CUMPLE
2.9	Salida 9	Línea de distribución a HLT - TK R500	4	2	50.8	60	NO CUMPLE

3	COCINAS						
3.1	Cocina N°1	Manifold de distribución de vapor	8	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
		Línea de ingreso a eje de cocina	4	2	50.8	60	NO CUMPLE
		Línea de ingreso a chaqueta de cocina	3	2	50.8	50	CUMPLE
3.2	Cocina N°2	Manifold de distribución de vapor	12	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
		Línea de ingreso a eje de cocina	6	2	50.8	60	NO CUMPLE
		Línea de ingreso a chaqueta de cocina	3	2	50.8	50	CUMPLE
3.3	Cocina N°3	Manifold de distribución de vapor	12	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
		Línea de ingreso a eje de cocina	6	2	50.8	60	NO CUMPLE
		Línea de ingreso a chaqueta de cocina	3	2	50.8	50	CUMPLE
3.4	Cocina N°4	Manifold de distribución de vapor	8	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
		Línea de ingreso a eje de cocina	4	2	50.8	60	NO CUMPLE
		Línea de ingreso a chaqueta de cocina	3	2	50.8	50	CUMPLE
3.5	Cocina N°5	Manifold de distribución de vapor	12	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
		Línea de ingreso a eje de cocina	6	2	50.8	60	NO CUMPLE
		Línea de ingreso a chaqueta de cocina	3	2	50.8	50	CUMPLE
4	ROTADISCOS						
4.1	Rotadisk N°1	Manifold de distribución de vapor	8	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
		Línea de ingreso a eje de rotadisk	6	2	50.8	60	NO CUMPLE
		Línea de ingreso a chaqueta de rotadisk	3	2	50.8	50	CUMPLE
4.2	Rotadisk N°2	Manifold de distribución de vapor	8	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
		Línea de ingreso a eje de rotadisk	6	2	50.8	60	NO CUMPLE
		Línea de ingreso a chaqueta de rotadisk	3	2	50.8	50	CUMPLE
4.3	Rotadisk N°3	Manifold de distribución de vapor	8	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
		Línea de ingreso a eje de rotadisk	6	2	50.8	60	NO CUMPLE
		Línea de ingreso a chaqueta de rotadisk	3	2	50.8	50	CUMPLE
	Rotadisk N°4	Línea de ingreso a eje de rotadisk	8	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
		Línea de ingreso a chaqueta de rotadisk	4	2	50.8	60	NO CUMPLE
5	ROTATUBOS						
5.1	Rotatubos N°1	Línea de ingreso de vapor	6	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
5.2	Rotatubos N°2	Línea de ingreso de vapor	6	2 1/2	63.5	60	CUMPLE

5.3	Rotatubos N°3	Línea de ingreso de vapor	6	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
5.4	Rotatubos N°4	Línea de ingreso de vapor	6	2 1/2	63.5	60	CUMPLE
5.5	Rotatubos N°5	Línea de ingreso de vapor	6	2 1/2	63.5	60	CUMPLE

*Nota.* Fuente Elaboración propia

Se brindó la observación para las líneas de 4" y 6" de ingreso de vapor a la, que de acuerdo al RITE, no cumplen con el espesor mínimo requerido.



## UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

ESCUELA PROFESIONAL  
INGENIERÍA MECÁNICA

CODIGO DE PROYECTO  
DIST-VAPOR

DIBUJADO  
DELGADO CEDEÑO ALBERT  
ALFONSO

ASESOR  
ESCALANTE ESPINOZA NELVER  
JAVIER

NOMBRE

## DISTRIBUCIÓN PROPUESTAS PARA LAS LINEAS DE VAPOR

### DESCRIPCIÓN

PLANO EN VISTA DE PLANTA DE LA  
DISTRIBUCIÓN DE LAS LÍNEAS VAPOR DE  
UNA PLANTA PESQUERA

TAMAÑO DE FORMATO

A2

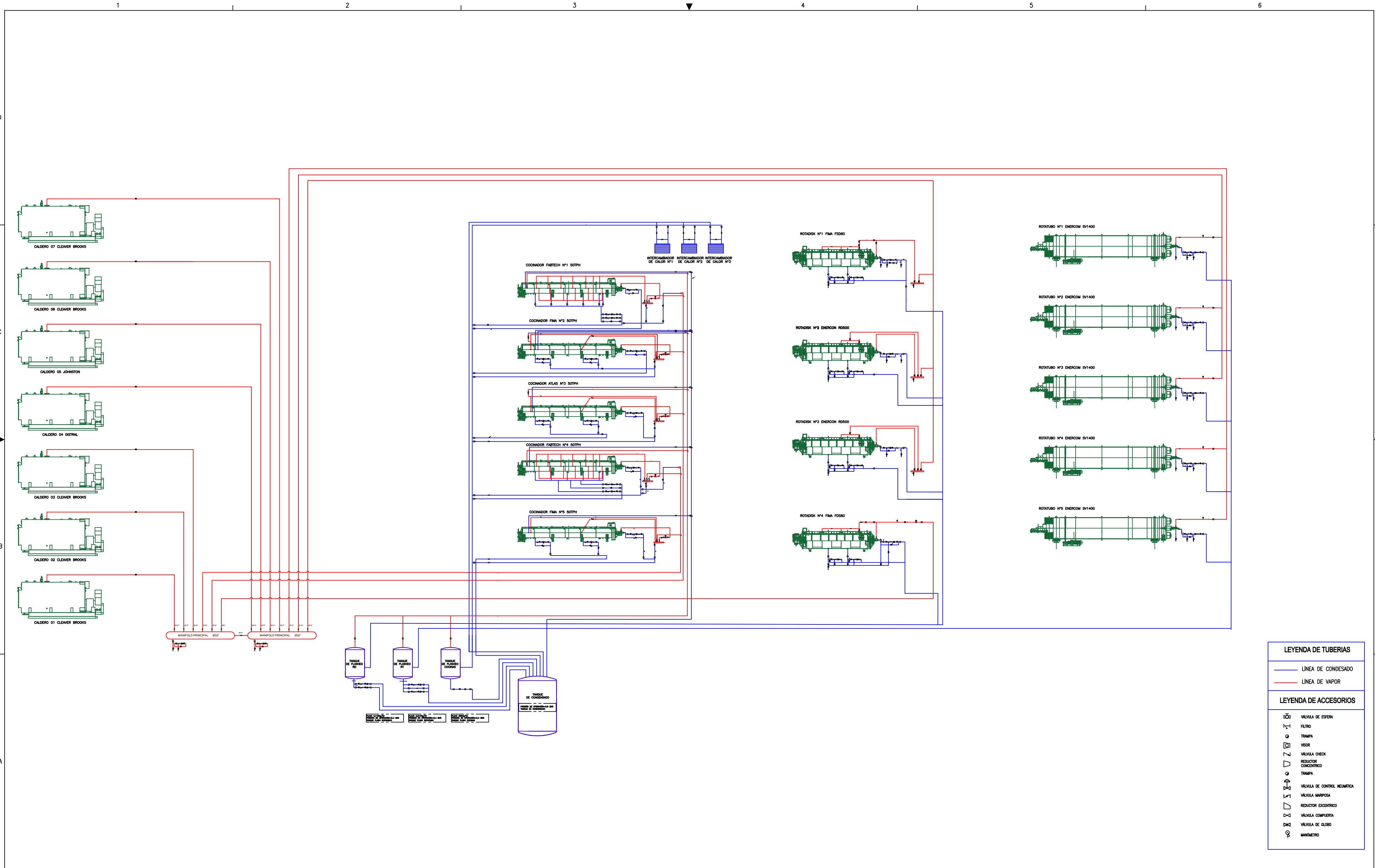
FECHA DE REVISIÓN

15/07/24

NÚMERO DE PLANO

2/2

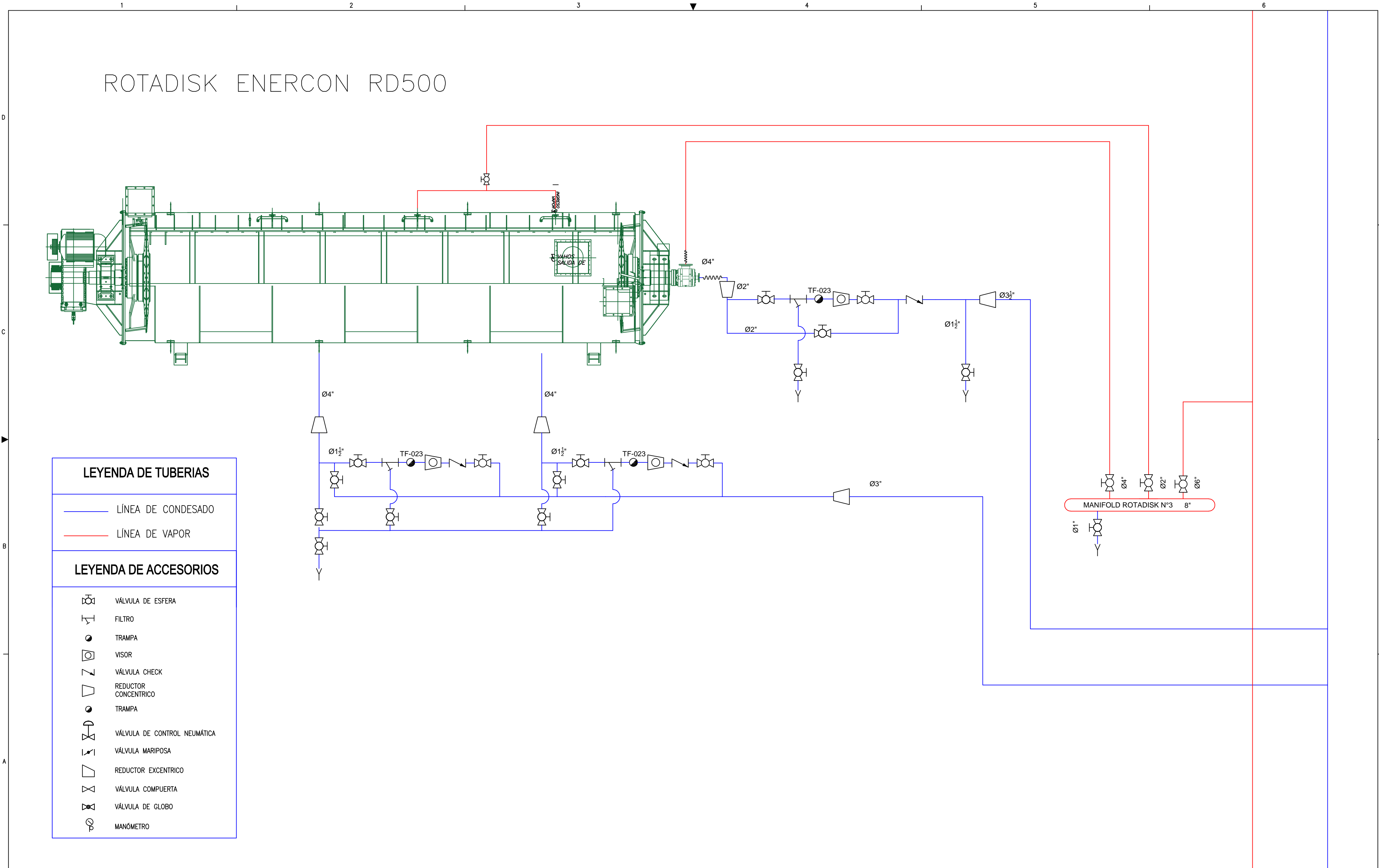




LEYENDA DE TUBERIAS	
	LÍNEA DE CONDENSADO
	LÍNEA DE VAPOR
LEYENDA DE ACCESORIOS	
	VÁLVULA DE ESFERA
	FILTRO
	TRAMPA
	VÁLVULA CHECK
	REDUCTOR CONCENTRICO
	TRAMPA
	VÁLVULA DE CONTROL NEUMÁTICA
	VÁLVULA MARIPOSA
	REDUCTOR EXCÉNTRICO
	VÁLVULA COMPLETORIA
	VÁLVULA DE GLOBO
	MANÓMETRO

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA			DESCRIPCIÓN	TAMAÑO DE FORMATO
	ESCUELA PROFESIONAL INGENIERÍA MECÁNICA	CODIGO DE PROYECTO DIST-VAPOR	P&ID DE LA DISTRIBUCIÓN DE LAS LINEAS DE VAPOR Y CONDENSADO DE UNA PLANTA PESQUERA	A2
	DIBUJADO DELGADO CEDEÑO ALBERT ALFONSO	ASESOR ESCALANTE ESPINOZA NELVER JAVIER		FECHA DE REVISIÓN 15/07/24
				NÚMERO DE PLANO 1/2
DISTRIBUCIÓN PROPUESTAS PARA LAS LINEAS DE VAPOR				





<div><div><div>UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA</div><div>ESCUELA PROFESIONAL INGENIERÍA MECÁNICA</div><div>DIBUJADO DELGADO CEDEÑO ALBERT ALFONSO</div></div><div><div>CODIGO DE PROYECTO DIST-VAPOR</div><div>ASESOR ESCALANTE ESPINOZA NELVER JAVIER</div></div><div><div>NOMBRE</div><div>DISTRIBUCIÓN VAPOR Y EVACUACIÓN DE CONDENSADO</div></div></div>			<div>DESCRIPCIÓN</div> <div>P&amp;ID DE LA DISTRIBUCIÓN DE LAS LINEAS DE VAPOR Y CONDENSADO DE UNA PLANTA PESQUERA</div>		<div>TAMAÑO DE FORMATO</div> <div>A2</div>
					<div>FECHA DE REVISIÓN</div> <div>15/07/24</div>
					<div>NÚMERO DE PLANO</div> <div>1/1</div>