

**UNIVERSIDAD DEL BÍO- BÍO**  
FACULTAD DE INGENIERIA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA MECANICA



**ANALISIS DE UNA CAMARA DE TRATAMIENTO TERMICO**

Informe de Habilitación Profesional  
presentado en conformidad a los requisitos  
para optar al Título de Ingeniero Civil Mecánico

Profesor Guía: Dr. Carlos Salinas Lira  
Eduardo Poblete Sagredo  
**CONCEPCION-CHILE**

## RESUMEN

El objetivo de este trabajo es validar el diseño y realizar propuestas de mejoras de una planta de tratamiento térmico instalada en las dependencias de la Unidad de Desarrollo Tecnológico de la Universidad de Concepción. Para esto, se diseñaron pruebas de planta que permitieron evaluar variables de flujos y temperaturas necesarias para caracterizar equipos y cuantificar pérdidas de calor. Los flujos de vapor, fueron medidos por medio de placas orificio instaladas en las líneas según norma ISO5167-2 y los de aceite por aforo. Visto lo anterior, se determinaron las pérdidas del sistema; las que siendo conocidas permitieron tener un parámetro de validación de cada equipo involucrado y con ello dar cabida a propuestas objetivas de mejoras.

Como complemento del trabajo, se elaboró un plan de mantenimiento de los equipos dinámicos más importantes: bomba centrífuga y ventilador centrífugo. Junto con ellos, se realizó un plan a los componentes estáticos: cañerías y aislación térmica. También, se determinaron los costos operacionales de la planta.

## GLOSARIO

Símbolo/Abreviación	Designación	Unidad en SI
<b>A<sub>s</sub></b>	Area de la sección	m <sup>2</sup>
<b>A<sub>tc</sub></b>	Area transferencia de calor	m <sup>2</sup>
<b>c</b>	Calor específico	J/(kg*K)
<b>Ca</b>	Caudal	m <sup>3</sup> /h (m <sup>3</sup> /s)
<b>α</b>	Coefficiente convectivo	W(m <sup>2</sup> *K)
<b>U</b>	Coefficiente global de Transferencia de calor	W(m <sup>2</sup> *K)
<b>λ</b>	Conductividad térmica	W/(m*K)
<b>ρ</b>	Densidad	kg/m <sup>3</sup>
<b>D</b>	Diámetro	m
<b>DN</b>	Diámetro nominal	m
<b>e</b>	Espesor	m
<b>m</b>	Flujo másico	kg/h (kg/s)
<b>L</b>	Largo/longitud	m
<b>m</b>	Masa	kg
<b>P</b>	Presión	bar
<b>Q</b>	Potencia térmica	W (kW)
<b>T</b>	Temperatura	°C (K)
<b>t</b>	Tiempo	s
<b>Ve</b>	Velocidad	m/s
<b>V</b>	Volumen	m <sup>3</sup>
<b>Vpunto</b>	Flujo volumétrico	m <sup>3</sup> /s

## CONTENIDOS

Item	Página
Resumen.....	2
Glosario.....	3
Introducción.....	6
Objetivos.....	8
<b>Capítulo 1: Descripción y funcionamiento de la planta de tratamiento térmico.....</b>	<b>9</b>
• 1.1 Descripción del proceso de la planta.....	9
• 1.2 Proceso del tratamiento térmico de la madera.....	15
• 1.3 Características y propiedades del tratamiento térmico en la madera.....	16
<b>Capítulo 2: Pruebas realizadas con la planta de tratamiento térmico.....</b>	<b>17</b>
• 2.1 Determinación de flujos de aceite térmico.....	17
• 2.2 Prueba de funcionamiento de la planta completa.....	20
<b>Capítulo 3: Pérdidas de calor y balance de energía.....</b>	<b>28</b>
• 3.1 Cálculo de las pérdidas por pared de la cámara.....	29
• 3.2 Cálculo de pérdidas de calor por cañerías.....	31
• 3.3 Balance de energía de la planta.....	35
<b>Capítulo 4: Validación de los diseños actuales.....</b>	<b>40</b>
• 4.1 Parámetros de validación de los equipos.....	41
• 4.2 Desarrollo de validación de los diseños actuales.....	42
<b>Capítulo 5: Propuestas de mejoras.....</b>	<b>54</b>
• 5.1 Desarrollo de propuestas.....	54

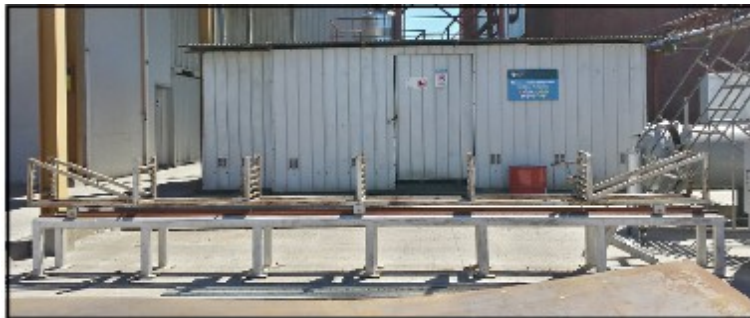
## CONTENIDOS (continuación)

<b>Capítulo 6: Plan de mantenimiento</b> .....	59
• 6.1 Plan de mantenimiento para equipos rotativos.....	61
• 6.2 Plan de mantenimiento a componentes estáticos.....	72
<b>Capítulo 7: Costos de operación planta de tratamiento térmico</b> .....	73
• 7.1 Método de cálculo para costos operacionales.....	74
• 7.2 Resultados de costos operacionales.....	78
Conclusiones.....	79
Anexos.....	82
Referencias.....	95

## INTRODUCCION

Dentro de los procesos que se le pueden realizar a la madera, se encuentran los relacionados con procesos térmicos, tanto en hornos de secado, como en cámaras de tratamiento. Ambos tienen como finalidad obtener resultados mejorados de las propiedades físico-químicas de la madera y ampliar su gama de usos.

En la Unidad de Desarrollo Tecnológico (UDT), se encuentran varias plantas piloto que permiten realizar el escalamiento de diferentes procesos dentro de la empresa. Una de las plantas que se encuentran actualmente en funcionamiento es la de tratamiento térmico, que tiene como principal función someter madera a elevadas temperaturas, por un tiempo determinado, con la finalidad de lograr cambios en sus propiedades. El equipo principal de dicha planta es una cámara de tratamiento térmico, dispuesta en forma horizontal de 6,5 (m) de largo y sección transversal cuadrada de 0,65 (m). En dicho espacio es depositada madera en una estructura metálica (ver figura 1.0), que tiene movimiento guiado por rieles al interior y exterior de la cámara.



*Figura 1.0. Muestra una vista lateral del carro guía, donde es depositada la madera a tratar.*

Dicha cámara tiene como función principal someter a distintos tipos de madera aserrada, hasta una temperatura de 220 °C, por un tiempo aproximado de 3 horas, variando sus parámetros en función del resultado que se desea obtener. Actualmente, el equipo funciona con energía aportada por vapor sobrecalentado que entra directamente a la cámara, y una central de aceite térmico, que ayuda a suplir pérdidas de calor del sistema mediante intercambiadores de calor, además de diferentes equipos de intercambio de calor y recirculación de vapor. Cómo los flujos de vapor y aceite son desconocidos, se realizarán pruebas de funcionamiento que permitan cuantificarlos.

La planta se encuentra actualmente en fase de mejoramiento, por lo tanto se aprovecha la instancia para desarrollar un análisis global y en detalle de sus equipos y componentes, para validar los diseños y proponer posibles mejoras o recomendaciones. Junto a lo anterior se diseña un plan de mantenimiento y la determinación de costos operativos.

## **OBJETIVO GENERAL**

Validar el diseño y proponer mejoras para el equipo de tratamiento término instalado en la Unidad de Desarrollo Tecnológico.

## **OBJETIVOS ESPECIFICOS**

- Validar el diseño del equipamiento, con énfasis en sus intercambiadores de calor.
- Evaluar pérdidas de energía.
- Realizar propuestas de mejoras.
- Generar plan de mantenimiento.
- Determinar costos operativos del proceso.

# CAPITULO 1: DESCRIPCION Y FUNCIONAMIENTO DE LA PLANTA DE TRATAMIENTO TERMICO

## 1.1 Descripción del proceso de la planta

La figura 1.1, muestra un esquema de la planta, cuyas componentes principales son detalladas a continuación. Se pueden ver los principales equipos de la planta, y esquematizado con flechas se muestran los recorridos de los fluidos durante el proceso de tratamiento.

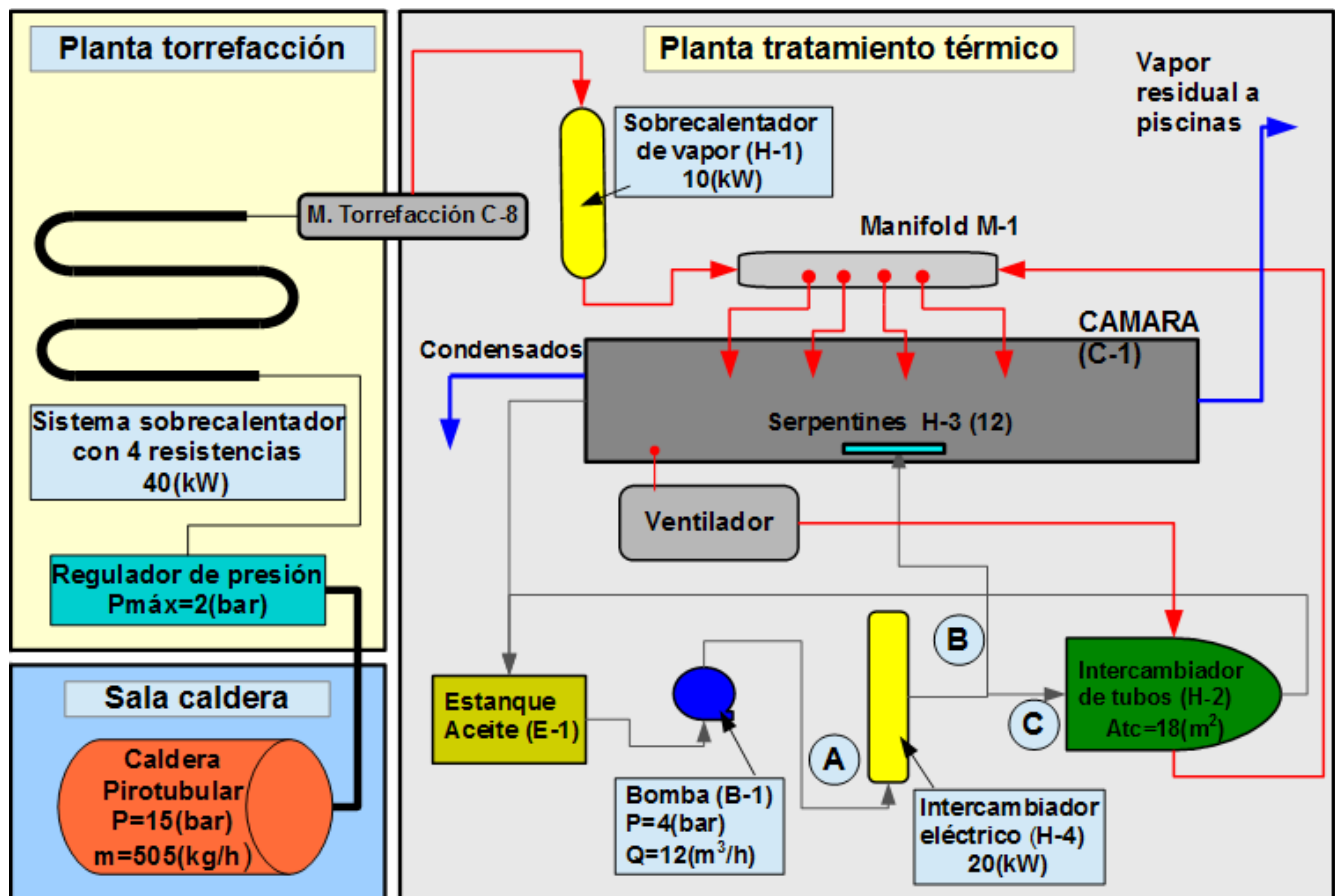


Figura 1.1. Esquema de la planta de tratamiento térmico de madera.

### **1.1.1 Generación del vapor**

El proceso comienza desde el sistema generador de vapor, compuesto por una caldera pirotubular (ver figura 1.1), que entrega vapor saturado húmedo, a una presión máxima de 15 (bar), generando un flujo máximo de vapor de 505 (kg/h). No obstante, el tratamiento térmico se realiza a baja presión por las características constructivas de la cámara instalada, por lo que requiere vapor en las siguientes condiciones de trabajo:

- Presión de 0 a 1 (bar)
- Temperatura de 100 a 450 °C

Cabe notar que el uso de la caldera no es exclusivo para el proceso de la planta de tratamiento térmico de madera.

### **1.1.2 Sistema regulador de presión**

Como en el proceso de tratamiento térmico se utiliza vapor sobrecalentado a presión atmosférica, la planta de torrefacción cuenta con un sistema regulador de presión (ver figura 1.1, sector torrefacción). El cual tiene la función de bajar la presión proveniente de la caldera a una presión máxima de 2 (bar). El sistema cuenta a la entrada con un separador de gotas, el cual fue instalado con el objetivo de eliminar pequeñas gotas presente en el vapor saturado provenientes de la caldera. Permitiendo aumentar el título del vapor y en consecuencia disminuir la energía consumida por el sistema sobrecalentador de vapor. Este separador de gotas opera a una presión máxima de 13,8(bar) y a una temperatura máxima de 198°C. A la salida del sistema regulador de presión, se encuentra una válvula de seguridad en el caso de que la presión aumente a más de 2,1(bar). De esta forma, se asegura que la planta opere siempre con vapor a baja presión.

### **1.1.3 Sistema sobrecalentador del vapor (torrefacción)**

Para satisfacer las condiciones antes nombradas de presión y temperatura del vapor, se usa un sistema sobrecalentador. Este funciona con resistencias eléctricas, las cuales están montadas en el exterior de 4 cañerías dispuestas en serie (ver figura 1.1 sector torrefacción), de acero inoxidable de 2 (pulgadas) de diámetro por 2 (m) de largo. Cada una de las 4 cañerías posee 3 resistencias eléctricas tubulares a su alrededor, de 11,1 (mm) de diámetro por 1,5 (m) de largo, las que juntas alcanzan una capacidad máxima de 10 (kW) de potencia por cada cañería, de lo cual resulta un total de 40 (kW).

La temperatura de las resistencias, es regulada por un Termo-Controlador, donde se aumenta progresivamente en cada una de ellas. A este vapor se le denominara VAPOR PRINCIPAL.

Es importante comentar que el vapor se mantiene en circuito cerrado en este sistema sobrecalentador, hasta que llega a la temperatura requerida, teniendo el manifold de torrefacción (C-8) completamente cerrado. Este proceso dura aproximadamente una hora y media, hasta lograr una temperatura de salida del vapor en las resistencias, como mínimo de 450 °C. El vapor se sobrecalienta hasta esta temperatura, ya que se estima es una temperatura idónea para enviar el vapor a la cámara, en relación a la capacidad de elevar la temperatura por parte de las resistencias.

Finalmente, antes de enviar el flujo completo de vapor sobrecalentado, se abre un poco la válvula del manifold de torrefacción para que una parte del vapor comience a subir la temperatura de las cañerías y así disminuir la cantidad de condensados que se producen por la diferencia de temperaturas entre el vapor y las cañerías a temperatura ambiente, aproximadamente.

### 1.1.4 Energías involucradas en la cámara

Después de realizar los procesos anteriormente nombrados, se abre totalmente la válvula del manifold de torrefacción, enviando el vapor principal hacia la cámara. En su trayecto este experimenta pérdidas de calor al ambiente, las cuales son complementadas con la instalación de un sobrecalentador de 1 paso (H-1), en base a resistencias eléctricas instaladas en la superficie externa de la cañería, con una potencia total nominal de 10 (kW). A la salida de este equipo el vapor se dirige hacia el manifold de la planta (M-1), que introduce el vapor a la cámara de tratamiento (C-1). Una vez adentro, se comienza a elevar la temperatura interna de las paredes de la cámara y de la madera, si la cámara se encuentra con carga. Al mismo tiempo, una parte del vapor es sacado de la cámara y enviado a las piscinas de la empresa (vapor residual(\*)). La otra parte de este vapor se condensa y es expulsada mediante cañerías hacia el exterior. En la figura 1.2, se puede observar sólo el circuito de vapor principal, con los equipos nombrados anteriormente.

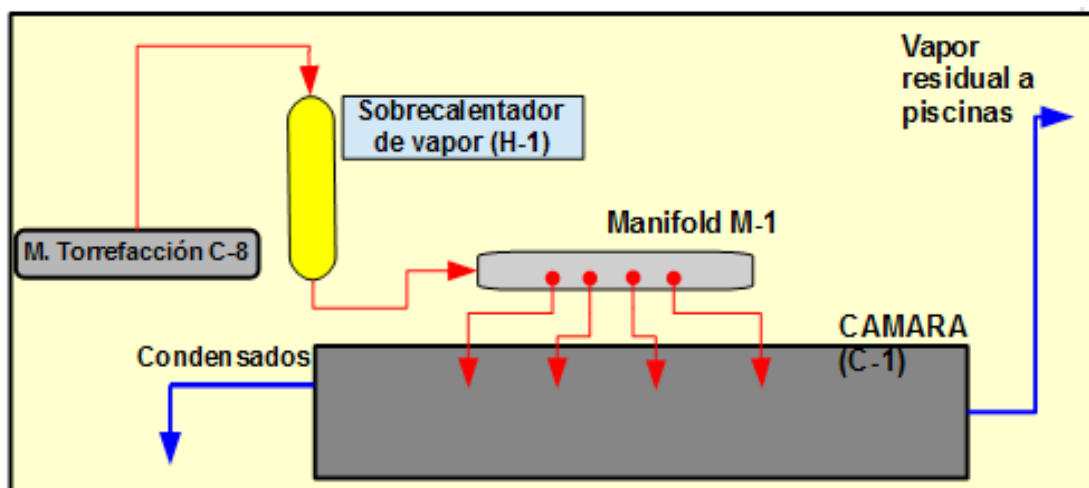


Figura 1.2. Circuito del vapor principal.

(\*). Vapor residual: Del vapor principal total que entra a la cámara, una parte aporta energía al proceso y el excedente se evacua a las piscinas de la empresa.

Sumado a la energía que va aportando el vapor principal a la cámara; se cuenta con una central de aceite térmico, compuesta por un estanque (E-1), una bomba centrífuga (B-1), un intercambiador de calor eléctrico (H-4), 12 serpentines (H-3) y un intercambiador de tubos (H-4), como se aprecia en la figura 1.3. La cual entrega energía al sistema, al mismo tiempo que el vapor, de la siguiente manera:

La bomba succiona aceite desde el estanque a razón de 11,3 (m<sup>3</sup>/h) (\*), aproximadamente, a una presión de 4,5 (bar) (al inicio), a dos puntos de consumo, nombrados como B y C en la figura 1.3.

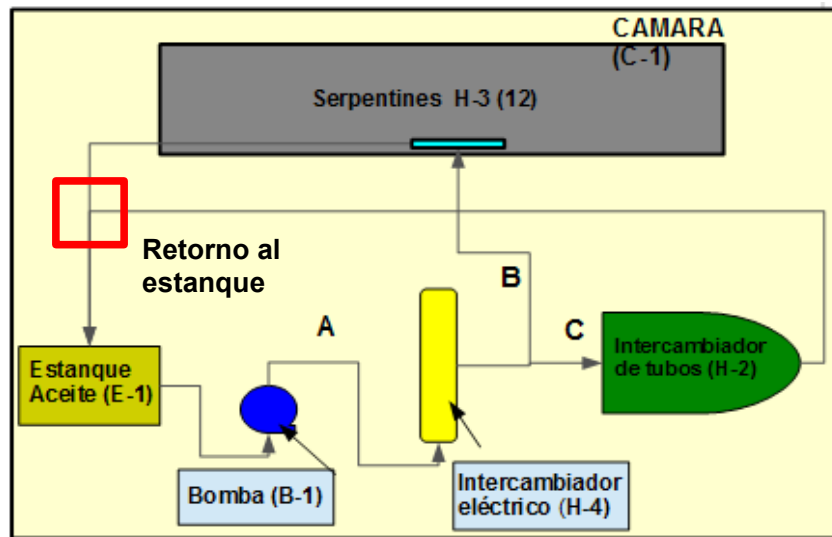


Figura 1.3. Circuito de aceite con su circuito principal (A), y sus ramales B y C.

- **Ramal B:** El aceite es dirigido a 12 serpentines de sección rectangular, que se encuentran instalados en las paredes internas de la cámara. Estos tienen un área de transferencia de calor conjunta de 9,67 (m<sup>2</sup>). Su finalidad es suplir las pérdidas de calor, y en lo posible entregar la energía suficiente para aumentar la temperatura interna de la cámara.

(\*) Caudal obtenido utilizando las curvas de la bomba mostradas en el Anexo 4, en las cuales se intercepta el valor de la presión de trabajo real [4,3 (bar)], con el diámetro del rodete correspondiente [190 (mm)] y se traza una línea recta vertical descendente hasta el caudal.

- **Ramal C:** El aceite es enviado a un intercambiador de calor de 51 tubos y 2 pasos por carcasa (H-2). Este equipo tiene un área de transferencia de calor de 18 (m<sup>2</sup>). Su finalidad es realizar el intercambio de calor necesario del aceite al vapor recirculado (se explicará más adelante).

Ambos ramales se unen en el regreso del aceite al estanque, como muestra la figura 1.3.

Las características y propiedades físicas del aceite se encuentran en el Anexo 1.

Resumiendo: Se tiene la entrega de energía del vapor principal y por otro lado la del aceite térmico, las que en conjunto permiten llegar a las condiciones requeridas por el proceso. En la empresa se plantea la idea de tener autonomía del vapor principal en la cámara por lo menos desde que se llega al régimen (mantener temperatura por 2 a 3 horas), mediante un circuito de recirculación de vapor, ver figura 1.4. Este circuito consta de un ventilador centrífugo (F-1), que tiene por función extraer un flujo de vapor de la cámara y conducirlo hasta el intercambiador de tubos (H-2), para su reacondicionamiento. Actualmente, no se logra dicha autonomía del circuito principal de vapor.

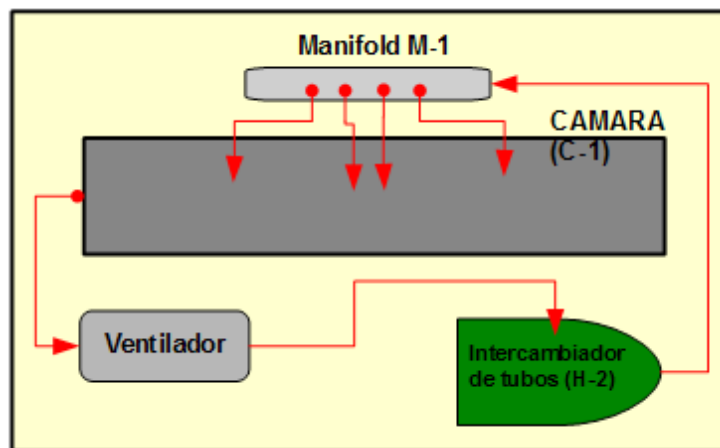


Figura 1.4. Circuito de recirculación del vapor sobrecalentado de la cámara.

Las imágenes y características técnicas de cada equipo nombrado en el proceso, desde el manifold de torrefacción (C-8), hasta los de la planta de tratamiento térmico, se muestran en el Anexo 3.

## **1.2 Proceso del tratamiento térmico de la madera**

El proceso de tratamiento térmico se divide en 3 etapas, descritas por la International Thermowood® Association:

### **Etapa 1: Aumento de la temperatura y secado a alta temperatura**

Mediante vapor sobrecalentado, la temperatura de la cámara se eleva rápidamente alrededor de los 100 °C. A partir de entonces, la temperatura se aumenta de forma constante a 130 °C, llevándose a cabo el secado a alta temperatura, el cual disminuye el contenido de humedad en la madera cercano a cero.

### **Fase 2: Tratamiento térmico**

Una vez realizado el secado, la temperatura dentro de la cámara se aumenta entre 185 °C y 220 °C, manteniéndose constante durante 2-3 horas, dependiendo de la aplicación de uso final.

### **Fase 3: Enfriamiento**

En esta etapa se cortan todos los suministros energéticos, para dar paso a un enfriamiento de forma natural de la madera dentro de la cámara. El tiempo de esta fase depende de las características de la carga de madera.

En la figura 1.5 se observan las 3 fases descritas anteriormente, con sus respectivas temperaturas de proceso.

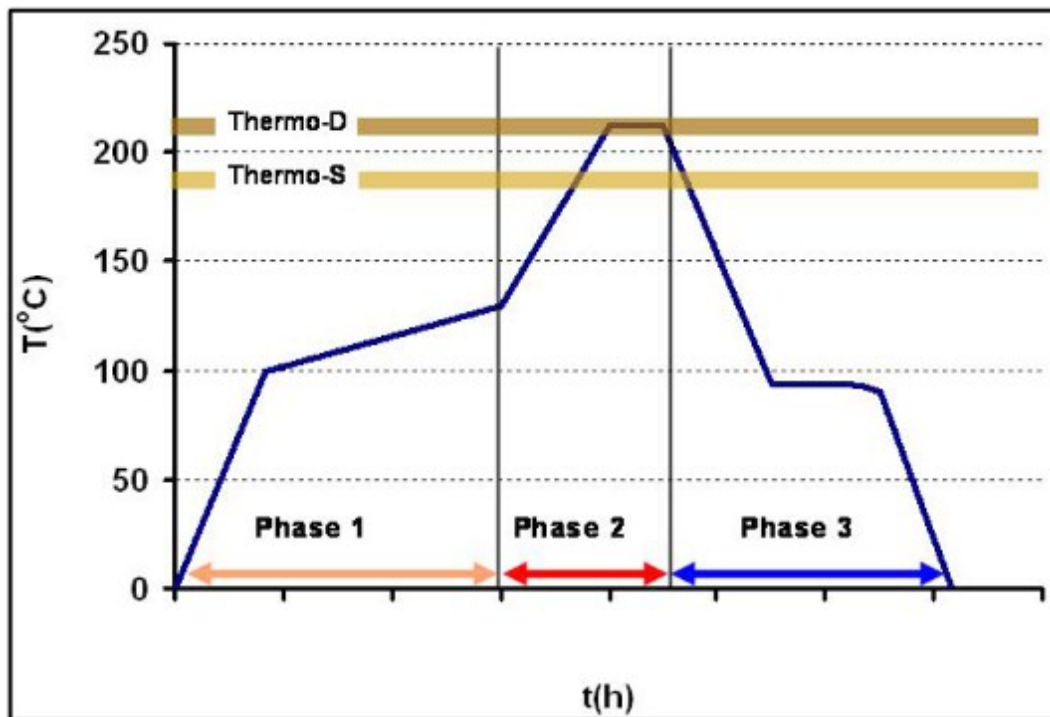


Figura 1.5 Esquema del proceso de tratamiento térmico. (Imagen tomada del Thermowood® Handbook, de la International Thermowood® Association).

### 1.3 Características y propiedades del tratamiento térmico en la madera

- El proceso de Thermowood no está restringido a un tipo de madera específico. Comúnmente es utilizado el pino por temas de disponibilidad y costos de adquisición.
- Los efectos en el proceso de la composición química de la madera y en consecuencia, en sus propiedades son: bajísimo contenido de humedad, mejora la estabilidad dimensional, mejora resistencia biológica a la pudrición, disminuye la hemicelulosa, por lo que baja la posibilidad de proliferación de hongos que se alimentan de ella, la resina es evaporada y los nudos muertos se desligan, mejora la resistencia al desgaste superficial y aumenta la vida útil.

## CAPITULO 2: PRUEBAS REALIZADAS CON LA PLANTA DE TRATAMIENTO TERMICO

Para cumplir los objetivos de este trabajo, se necesita conocer las variables que definen el proceso actual de la planta; tales como flujos de vapor y aceite, presiones y las temperaturas en las líneas y flujos de energía en equipos instalados. Para eso se diseñaron diversas pruebas experimentales descritas a continuación.

### 2.1 Determinación de flujos de aceite térmico

Cómo se mencionó en el capítulo anterior, se conoce el flujo total entregado por la bomba, pero no la cantidad distribuida a cada ramal B y C. Para conocer dicha distribución, se realizó una prueba en la que se interrumpió el circuito de retorno del aceite, justo antes de que se unan las cañerías para ir al estanque; con la instalación de cañerías que en vez de unirse forman un circuito independiente para ambos ramales, desembocando en los estanques 1 y 2 según figura 2.0.

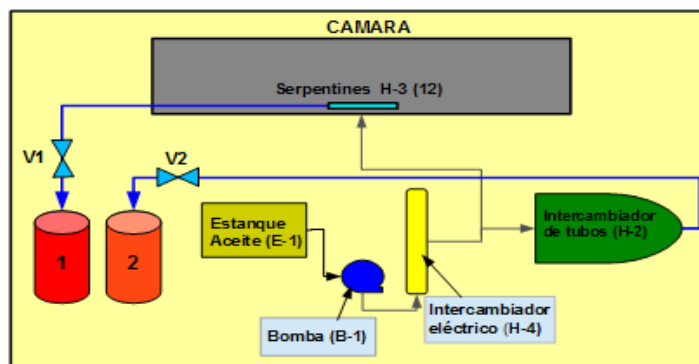


Figura 2.0. Muestra esquema de la prueba de aceite térmico.

#### 2.1.1 Consideraciones

- La instalación se realizó en base a material de PVC que permite un rápido y económico montaje, desmontaje.
- El tiempo que demora la bomba en vaciar el estanque es de aproximadamente 45 (s), por ello se estimó conveniente tomar un tiempo de 30 (s) para la prueba.
- Se realizó una réplica de cada prueba para mayor confiabilidad.

## 2.1.2 Procedimiento de instalación y medición

- En primer lugar se desconectan los tramos de cañerías actuales, justo antes de la unión; y se instalan líneas independientes de PVC hacia los estanques de retorno (ver figura 2.1).
- Los estanques de retorno están inicialmente vacíos y de peso conocido.
- Con todo instalado se comenzó la prueba manteniendo las válvulas V1 y V2 cerradas. Luego se encendió la bomba (B-1) para que comenzara a fluir el aceite por ambos circuitos, abriéndose al mismo tiempo las válvulas.
- Llegando al tiempo estimado, se cerraron las válvulas al mismo tiempo, y se apagó el motor de la bomba.
- Se esperó que el remanente de aceite que quedó en las cañerías caiga a cada recipiente y se procedió a pesar.
- Se devolvió el aceite de ambos tarros al estanque, y se procedió a realizar la prueba nuevamente.

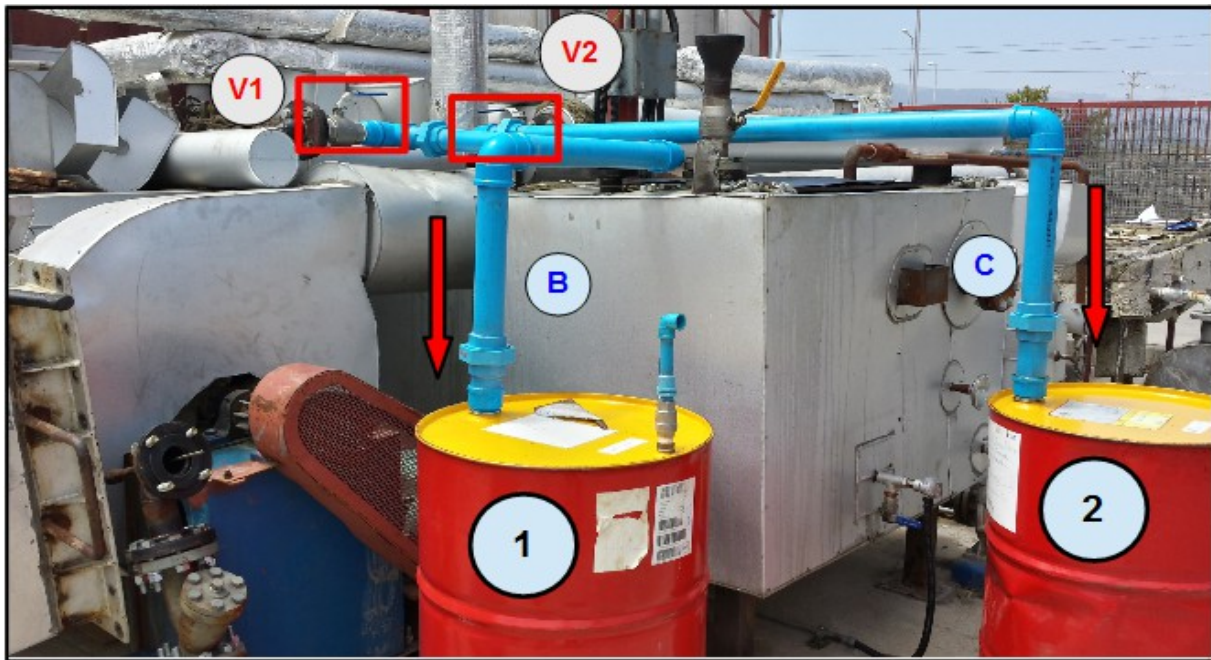


Figura 2.1. Instalación y disposición del circuito para la prueba de flujos de aceite.

### 2.1.3 Resultados

En la tabla 2.0 se muestran los resultados de los flujos de aceite obtenidos mediante las dos pruebas realizadas:

Tabla 2.0. Resultados de las pruebas de aceite realizadas.

	Ramal B: Serpentes		Ramal C: Intercambiador tubos	
Prueba 1	Flujo B (kg/s)	1,06	Flujo C (kg/s)	2,06
	Flujo TOTAL (kg/s)		3,12	
Prueba 2	Flujo B (kg/s)	1,456	Flujo C (kg/s)	2,263
	Flujo TOTAL (kg/s)		3,719	

Ahora en la tabla 2.1 se muestran las proporciones del flujo total de cada ramal. Por ejemplo, para la prueba 1 el flujo de aceite obtenido para el ramal B es **1,06 (kg/s)**, lo que equivale al **34%** del flujo total, luego para el ramal C da **2,06 (kg/s)**, que corresponde al **66%** restante del total, el cual es **3,12 (kg/s)** (100%). Se hizo el mismo ejercicio con los resultados de la prueba 2. Tomando finalmente un valor promedio de los porcentajes de los flujos de aceite obtenidos, como lo muestra la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Valores de los porcentajes de los flujos obtenidos y su valor promedio.

	Ramal B	Ramal C
Prueba 1	34%	66%
Prueba2	38%	62%
Valor promedio	36%	64%

Luego, mediante el uso del caudal total de la bomba y la densidad del fluido a la temperatura de trabajo, se calculó el flujo total y los correspondientes valores para los ramales, dando como resultados: **Flujo total 2,36 (kg/s), flujo ramal B 0,85 (kg/s) y flujo ramal C 1,51 (kg/s)**. Estos valores son los que se usarán para todos los cálculos que involucren al aceite térmico.

## **2.2 Prueba de funcionamiento de la planta completa**

Luego de conocer los flujos de aceite, se hace necesario obtener las temperaturas de trabajo de la planta y los flujos de vapor principal y recirculado. Para esto, se realizó una prueba completa de funcionamiento de la planta, la cual incluyó todos los procesos energéticos descritos en el capítulo anterior. Con ella se buscó llegar a condiciones de temperaturas reales exigidas por el tratamiento térmico. Las temperaturas se obtuvieron con el propio funcionamiento de la planta, pero los flujos fueron cuantificados con la realización de mediciones de presión diferencial de los circuitos, con el uso de placas orificio instaladas en la empresa, tanto en el sector de torrefacción para el vapor principal, como en la cañería que transporta el vapor recirculado. Por ende la explicación de las pruebas se hará de dos partes: 1) Prueba de funcionamiento total, para temperaturas y 2) Medición con placa orificio, para los flujos de vapor.

### **2.2.1 Prueba de funcionamiento total**

#### **2.2.1.1 Consideraciones**

- Se realizó el proceso de acondicionamiento energético tal como se describe en el capítulo 1, aportado por el vapor sobrecalentado en la cámara y por el aceite térmico en los serpentines, hasta llegar a la temperatura de régimen, aproximadamente 200°C. La prueba se hizo sin carga (madera).
- Se realizaron mediciones cada 10 minutos por un periodo de una hora, a partir del instante en que se obtuvo la temperatura de régimen. Además se realiza una réplica..
- Posteriormente, se realizaron 2 pruebas adicionales: 1) Hacer pasar todo el flujo de aceite por los serpentines (ramal B). 2) Hacer pasar todo el flujo por el intercambiador de tubos; con la finalidad de observar su comportamiento en la condición de flujo total.

- Para entender y analizar los datos de temperaturas se adopta la nomenclatura dada en la tabla 2.2:

Tabla 2.2. Numeración para las mediciones de temperatura.

Prueba	Número de la medición
Vapor principal y aceite	1, 2, 3 y 4
Aceite y recirculación de vapor (circuito cerrado)	De la 5 a la 10
Todo el flujo de aceite por el intercambiador de tubos y recirculación de vapor	11, 12 y 13
Todo el aceite por los serpentines, sin recirculación	14, 15 y 16

- Luego es necesario especificar la ubicación de cada temperatura medida durante las pruebas, para eso se muestra la figura 2.2, la cual indica claramente las temperaturas de cada línea y las de entrada y salida de los equipos.

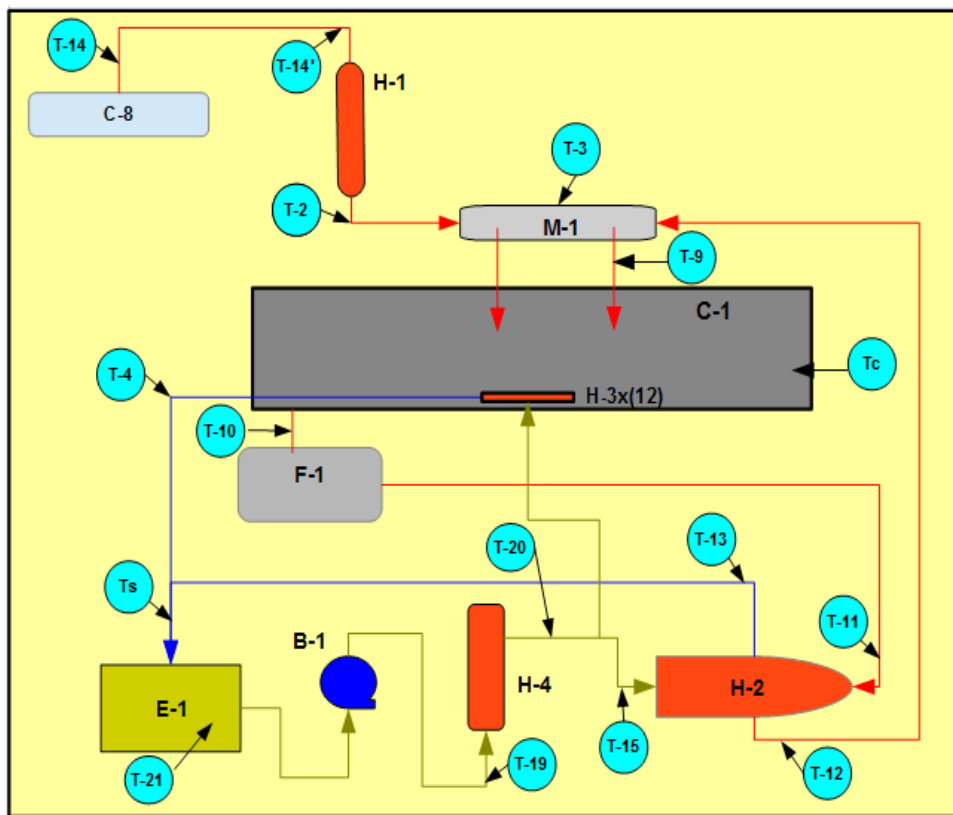


Figura 2.2. Temperaturas medidas en la prueba.

### 2.2.1.2 Resultados

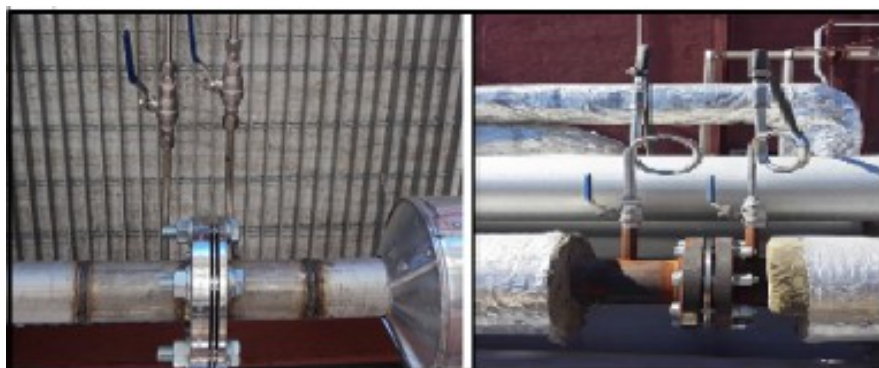
Tabla 2.3. Resultados de las mediciones de temperatura de funcionamiento.

M	Tc	T14	T14'	T2	T3	T9	T11	T12	T13	T15	T20	T19	T21	T10	T4	Ts	TR1
1	195	381	356	384	383	260					212	210	213	149	209,75	205	604
2	200	391	350	383	380	260					214	212	216	149	212,5	208	600
3	200	390	352	380	379	261					215	212,75	219	150	213	210	600
4	205	385	354	382	384	262					217	215	220	152	215,3	210	602
5	200				209	240	156	204	214	220	220	217,5	222	180	218,75	213	
6	199				190	220	152	201	215	220	220	217,5	221	179	218,125	212	
7	195				180	200	151	200	215	220	220	217,5	221	175	217,75	212	
8	190				174	180	150	200	217	221	219	216,75	221	174	216,75	212	
9	185				170	169	149	200	217	221	219	216,25	220	170	216,7	211	
10	180				167	155	147	198	217	221	218	215	220	169	215,75	210	
11	174				165	143	143	198	219	222	222	218,75	220	160		214	
12	170				167	138	140	200	219	222	222	219,25	221	153		217	
13	165				167	134	137	204	219	222	222	219,25	221	146		220	
14	170										220	217,75	222		219	213	
15	173										221	218,75	224		220	215	
16	173										221	218,75	224		220	215	

## 2.2.2 Medición del flujo de vapor con placa orificio según norma ISO5167-2

Para este punto en primer lugar se deben conocer las placas instaladas en la empresa, luego definir de forma breve en qué consiste este elemento y como funciona. Después describir como será el proceso de medición y obtener los resultados usando las recomendaciones y fórmulas descritas en la norma indicada para placas orificio.

Las placas instaladas se pueden observar en la figura 2.3. A la izquierda se muestra la placa de vapor principal y a la derecha la del circuito de vapor recirculado. Montadas en cañerías de 2 y 4 pulgadas respectivamente.



*Figura 2.3. Instalación de ambas placas orificios. Izq.: Placa vapor principal. Der.: Placa vapor recirculado.*

### 2.2.2.1 Descripción del funcionamiento de una placa orificio

La placa de orificio consiste en una lámina de acero inoxidable, con un orificio que puede ser concéntrico, excéntrico o segmentado (en nuestro caso es de orificio concéntrico). Este elemento genera una disminución de la presión del fluido aguas abajo, generando en ese punto una “vena contracta” (ver figura 2.4), donde se origina la mayor velocidad de flujo. Aprovechando esa diferencia de presión se puede conocer el flujo másico de distintos tipos de fluidos.

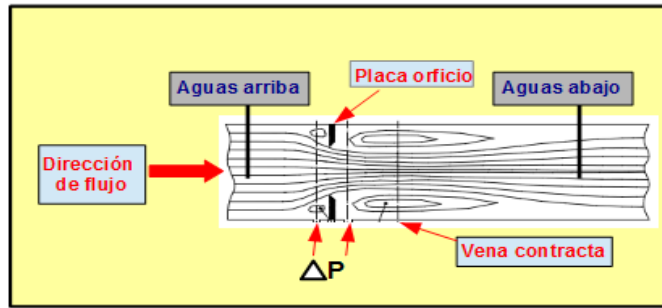


Figura 2.4. Principales elementos de una cañería con placa instalada.

### 2.2.2.2 Instalación del instrumento y medición

- El instrumento de medición consiste en un manómetro diferencial de columna de vidrio, que en su interior tiene como fluido de medición el mercurio. El instrumento se construyó sobre la base de una tabla de madera que le sirve soporte principal, perfiles de acero para darle mayor rigidez a la madera, papel milimetrado que permitió realizar la medición en milímetros de mercurio y la columna de vidrio que contiene al mercurio. En la siguiente imagen se puede apreciar el instrumento antes descrito, instalado para medir el circuito de vapor recirculado. El rectángulo inferior muestra al mercurio en el interior de la columna.

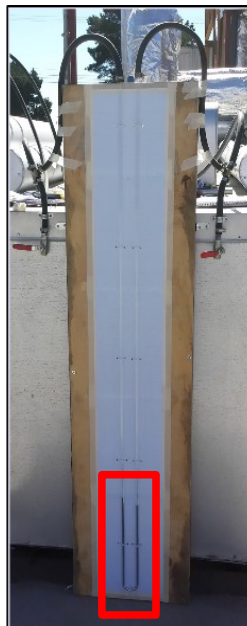


Figura 2.5. Instrumento que indica la presión diferencial entregada por las placas orificio.

- Luego se debió realizar las conexiones necesarias, desde las tomas de presión de las placas, aguas arriba y abajo; hasta la columna de mercurio. Para esto se utilizó cañerías flexibles y cifones. Se procedió a fijar el instrumento según fueran las características del lugar a instalar.
- Cuando se tuvo todo instalado, se procedió a realizar las mediciones del vapor, siendo el parámetro de medición la diferencia de presión mostrada por el mercurio, aguas arriba y abajo. Estas mediciones se realizaron cuando la cámara se encontraba a régimen. Para el vapor principal se hizo primero, sin recirculación.

### 2.2.2.3 Fórmulas y datos necesarios para obtener el flujo, según norma

#### a.- Flujo de masa vapor:

$$q_m = \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \rho_1}$$

Donde:

- $q_m$  : Flujo másico del fluido que pasa a través de la cañería, (kg/s)
- $C$  : Coeficiente de descarga, (adimensional)
- $\beta$  : Relación de diámetros, (adimensional)
- $d$  : Diámetro del orificio de la placa, (m)
- $\Delta p$  : Diferencia de presión aguas arriba y aguas abajo de la cañería, (Pa)
- $\rho_1$  : Densidad del fluido, en este caso vapor sobrecalentado, (kg/m<sup>3</sup>)

#### b.- Relación de diámetros (adimensional):

$$\beta (= d/D)$$

Donde:

- $d$  : Diámetro del orificio de la placa, (m)
- $D$  : Diámetro interior de la cañería, (m)

**c.- Coeficiente de descarga:**

$$C = 0,5961 + 0,0261\beta^2 - 0,216\beta^8 + 0,000521 \left( \frac{10^6 \beta}{Re_D} \right)^{0,7} + (0,0188 + 0,0063A)\beta^{3,5} \left( \frac{10^6}{Re_D} \right)^{0,3}$$

$$+ (0,043 + 0,080e^{-10L_1} - 0,123e^{-7L_1})(1 - 0,11A) \frac{\beta^4}{1 - \beta^4} - 0,031(M'_2 - 0,8M'_2{}^{1,1})\beta^{1,3}$$

Donde:

- $C$  : Coeficiente de descarga, (adimensional)
- $\beta$  : Relación de diámetros, (adimensional)
- $Re_D$  : Número de Reynolds, (adimensional)
- Valores para el cálculo del coeficiente de descarga:

$$A = \left( \frac{19\,000\beta}{Re_D} \right)^{0,8} \quad L_1 (= l_1/D) \quad L'_2 (= l'_2/D) \quad M'_2 = \frac{2L'_2}{1 - \beta}$$

- $l_1$  y  $l'_2$  : Distancias de las tomas de presión, aguas arriba y aguas abajo respectivamente.

Además, si el diámetro interior de la cañería es menor que 71,12 (mm) (2,8 pulgadas), cómo es el caso de la cañería de vapor principal; se debe agregar el siguiente término a la ecuación del coeficiente de descarga:

$$+ 0,011(0,75 - \beta) \left( 2,8 - \frac{D}{25,4} \right)$$

- Datos para el cálculo del flujo de vapor

**Tabla 2.4. Valores necesarios para calcular los flujos de cada circuito.**

		Vapor principal	Vapor recirculado
Datos cañería	Schedule	10	
	Diámetro exterior, (mm)	60,33	114,3
	Espesor cañería, (mm)	2,77	3,05
	Diámetro interior, (mm)	54,7	108,2
Datos vapor	Temperatura estimada cálculo, °C	450	220
	Densidad, (kg/m <sup>3</sup> )	0,3038	0,447
	Viscosidad cinemática, (m <sup>2</sup> /s)	0,00008729	0,000038
	Velocidad del fluido, (m/s)	60	5,13
Datos placa	Diámetro del orificio, (mm)	27,35	35
	Distancia aguas arriba, (m)	54,7	100,5
	Distancia aguas abajo, (m)	27,35	55
Dato medición	Diferencial de presión, (Pa)	19465	1200

#### 2.2.2.4 Resultados de flujo para cada circuito

Con las ecuaciones descritas y los datos mostrados en la tabla 2.4 se obtuvieron los siguientes resultados de flujo para los circuitos involucrados.

**Tabla 2.5. Resultados de los flujos de masa de vapor.**

Flujo de vapor principal	Flujo vapor recirculado
0,04331 (kg/s)	0,02361 (kg/s)
156 (kg/h)	85 (kg/h)

### CAPITULO 3: PERDIDAS DE CALOR Y BALANCE DE ENERGIA

En el presente capítulo se pretende definir y calcular las pérdidas de calor; útiles en el balance de energía y para la validación de los distintos equipos que componen la planta.

Se sabe que los procesos de transferencia de calor y energía en la práctica no son adiabáticos (existe intercambio de calor con su entorno), puesto que los materiales de los equipos poseen una conductividad térmica que les permite conducir calor desde el lado más caliente al más frío. Por ende se produce una pérdida del calor en los procesos, conllevando una pérdida de energía. Es nuestro caso, esta pérdida se produce desde el interior de la cámara, cañerías y equipos, hacia el ambiente exterior.

En la planta de tratamiento térmico existen dos pérdidas de calor significativas:

- **Por las paredes de la cámara (C-1):** Se intenta disminuir estas pérdidas de calor, mediante la instalación de una capa de aislante térmico (lana mineral de roca). Dicho aislante tiene como características tener una densidad de 100 (kg/m<sup>3</sup>), un espesor de aislación de 100 (mm) y una conductividad térmica de 0,031 (W/(m\*K)). El cálculo se realizará para el momento en que la planta se encuentre trabajando a régimen, es decir cuando alcanza su temperatura interior de 200 °C, y el flujo de calor es constante. Además, se considerará como 42 °C, la temperatura de pared externa de la aislación, medida al momento de realizar la prueba de funcionamiento de la planta. Cabe notar que el cálculo se hace en dos partes, considerando en primer lugar todas las paredes de la cámara con su espesor, y luego la tapa con su espesor; los que sumados son la pérdida total de la cámara. Es decir:

$$Q_{Pérdida\ Total\ Cámara} = Q_{Pérdida\ Paredes} + Q_{Pérdida\ Tapa}$$

- **Por el manto de las cañerías:** La aislación utilizada es la misma que para la cámara, con espesor de aislación de 60 o 70 (mm) (dependiendo del diámetro de la cañería). Se calculó la pérdida tomando la temperatura del aire atmosférico de 10 °C (caso más crítico en invierno), y de 25 °C (temperatura del ambiente al momento de hacer la prueba con la planta); obteniéndose valores de pérdidas muy similares, por ende los valores finales de pérdidas (ver tabla 3.3) en los tramos son los promedios de ambos cálculos. Los tramos tomados son todos los comprendidos desde el manifold de torrefacción hasta la cámara, tramos de aceite y de vapor recirculado.

### 3.1 Cálculo de las pérdidas por pared de la cámara

Para realizar el cálculo, en primer lugar es necesario definir las variables involucradas apoyadas por la figura 3.0, además de las fórmulas adecuadas.

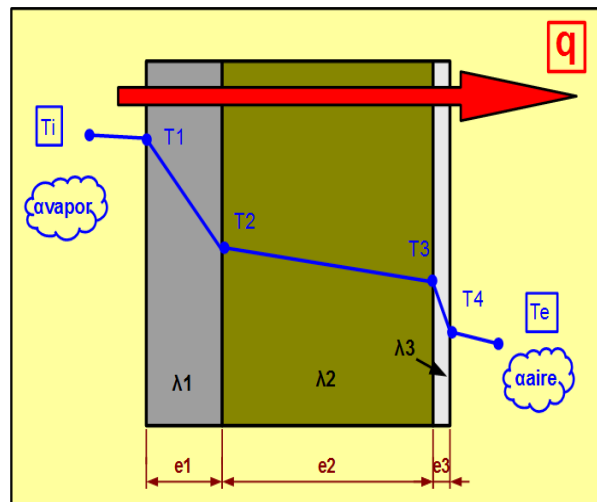


Figura 3.0. Esquema de temperaturas en una pared de la cámara.

- $q$ : Flujo de calor en régimen permanente, ( $W/m^2$ )
- $T_i$  y  $T_e$ : Temperaturas interna y externa de la cámara respectivamente, °C
- $T_1, T_2, T_3$  y  $T_4$ : Temperaturas de pared, °C
- $\alpha_{vapor}$  y  $\alpha_{aire}$ : Coeficientes convectivos del vapor y aire respectivamente, ( $W/(m^2 \cdot K)$ )
- $\lambda_1, \lambda_2$  y  $\lambda_3$ : Conductividades térmicas de cada material, ( $W/(m \cdot K)$ )
- $e_1, e_2$  y  $e_3$ : Espesores de cada material, (mm) o (m)

**Fórmulas a utilizar según transferencia de calor unidimensional por pared plana son:**

a.- Coeficiente global de transferencia de calor comprendido entre las superficies de la pared

$$U = \frac{1}{\left(\frac{e1}{\lambda 1} + \frac{e2}{\lambda 2} + \frac{e3}{\lambda 3}\right)}$$

de la cámara: (Ecuación 3.1)

b.- Flujo de calor en régimen permanente por unidad de área, calculado entre las superficies

de la pared de la cámara:  $q = U * (T1 - T4)$  (Ecuación 3.2),

c.- Area de transferencia de calor de las paredes de la cámara:

$$A_{tcPAREDES} = (h - 2 * e) * L * 4$$
 (ecuación 3.3)

d.- Flujo de calor total de pérdidas en la cámara:  $Q = q * A_{tcTOTAL}$  (Ecuación 3.4)

**Ejemplo de cálculo:** Pérdidas por las paredes sin contar tapa

Tabla 3.0. Datos necesarios para el cálculo del intercambio de calor por pared.

Espesores (mm)		Largo L (m)	Altura h (m)	Espesor cámara (m)	Conductividades térmicas (W/(m*K))	
e1	4	6,5	0,65	0,004	λ1	50
e2	100				λ2	0,031
e3	0,5				λ3	50

Utilizando las ecuaciones descritas anteriormente se obtienen los siguientes resultados:

– Area de transferencia de calor paredes de la cámara:  $A_{tcPAREDES} = 16,692 (m^2)$

– Flujo de calor por unidad de área:  $q = 574 (W/m^2)$

– Flujo de calor intercambiado por las paredes:  $Q = 9,8 (kW)$

### 3.1.1 Tabla de resultados de pérdidas de calor por paredes totales

Luego de haber calculado la pérdida actual en las paredes de la cámara, se procede a calcular el calor total en la tabla 3.1, la cual muestra la suma de ambos flujos de energía.

Tabla 3.1. Resumen de los valores de pérdidas de calor por pared y tapa de la cámara.

RESULTADOS	
Por paredes de la cámara (kW)	9,8
Por la tapa de la cámara (kW)	0,24
<b>Calor total de pérdidas por pared (kW)</b>	<b>10,04</b>

### 3.2 Cálculo de pérdidas de calor por cañerías

Para realizar el cálculo, en primer lugar es necesario definir las variables involucradas apoyadas por la figura 3.1, además de las fórmulas adecuadas.

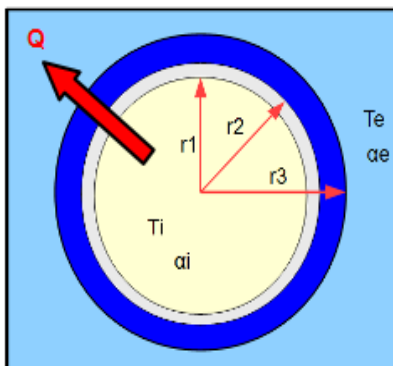


Figura 3.1. Esquema de temperaturas en una cañería aislada térmicamente.

- $T_i$ : Temperatura interna: que corresponde a la del fluido de trabajo, °C
- $T_e$ : Temperatura externa del aire ambiente, °C
- $a_i$ : Coeficiente convectivo del fluido que va por el interior de la cañería, (W/(m<sup>2</sup>\*K))
- $a_e$ : Coeficiente convectivo externo, que corresponde al del aire ambiente, (W/(m<sup>2</sup>\*K))
- $r_1$ : Radio interno de la cañería, (mm) o (m)
- $r_2$ : Radio externo de la cañería, (mm) o (m)
- $r_3$ : Radio externo del aislante, (mm) o (m)
- $Q$ : Calor cedido al ambiente, (kW)

**Fórmulas a utilizar según método de transferencia de calor unidimensional en superficies cilíndricas son:**

a.- Ecuación de transferencia de calor:  $Q = U * A_{rc} * \Delta T_{MLDT}$  (3.5)

$$\Delta T_{MLDT} = \frac{(T_i - T_f)}{\ln \frac{(T_i - T_a)}{(T_f - T_a)}}$$

b.- Diferencia de temperatura media logarítmica: (3.6), donde las variables son la temperatura ambiente y la temperatura inicial y final de cada tramo de cañería.

c.- Area de transferencia de calor:  $A_{rc} = \pi * d_i * L$  (3.7)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{r1}{\lambda_{Acero}} * \ln \frac{r2}{r1} + \frac{r1}{\lambda_{Aislante}} * \ln \frac{r3}{r2} + \frac{r1}{r3 * \alpha_e}}$$

d.- Coeficiente global transferencia de calor: (3.8)

Existen dos variables desconocidas para el cálculo de la ecuación 3.8, las cuales son los coeficientes convectivos interior y exterior  $\alpha_i$  y  $\alpha_e$  respectivamente, que se obtienen según las ecuaciones de transferencia de calor descritas a continuación:

d.1.- Para el flujo por interior de cañerías se tienen las siguientes ecuaciones:

- Número de Nusselt:  $Nu_{interior} = 0,0214 * (R_i^{0,8} - 100) * (Pr^{0,4}) * (1 + \frac{d_i^{\frac{2}{3}}}{L})$  (3.9)

- Número de Reynolds:  $R_i = \frac{V_e * l}{\nu_{FluidoInterior}}$  (3.10), donde  $l = d_i$

Número de Nusselt:

- Número de Nusselt: Con esta ecuación se despeja  $\alpha_i$   $Nu_{interior} = \frac{\alpha_i * d_i}{\lambda_i}$  (3.11)

d.2.- Para el flujo por exterior de cañerías:

- Número de Nusselt total: 
$$Nu_{total} = 0,3 + \sqrt{(Nu_L^2 + Nu_T^2)} \quad (3.12)$$

- Nusselt laminar: 
$$Nu_L = 0,664 * R_e^{0,5} * Pr_{aire}^{0,33} \quad (3.13)$$

- Nusselt turbulento: 
$$Nu_T = \frac{(0,037 * R_e^{0,8} * Pr_{aire})}{\left(1 + \left(2,443 * R_e^{-0,1} * \left(Pr_{aire}^{\frac{2}{3}} - 1\right)\right)\right)} \quad (3.14)$$

- Número de Reynolds: 
$$R_e = \frac{V_{Aire} * l}{\nu_{Aire}} \quad (3.15), \text{ donde } l = \frac{\pi}{2} * d_e$$

- Número de Nusselt total: 
$$Nu_{TOTAL} = \frac{\alpha_e * l}{\lambda_{Aire}} \quad (3.16), \text{ con esta ecuación se despeja } \alpha_e$$

### 3.2.1 Tabla resumen de pérdidas de calor en tramos

En la siguiente tabla se muestran los tramos y sus respectivos valores de pérdida de calor por cañerías. Además, el valor total de estas.

Tabla 3.2. Valores de las pérdidas de calor de todos los tramos antes nombrados y el total.

Circuito		Tramo	Valor pérdida (kW)
Aceite	Tramo A	Salida E-1 a Entrada H-4	0,084
	Ramal B	Salida H-4 a Entrada H-3	0,38
		Salida H-3 a Entrada E-1	0,34
	Ramal C	Salida H-4 a Entrada H-2	0,38
		Salida H-2 a Entrada E-1	0,25
Vapor	Sobrecalentado	Salida C-8 a Entrada H-1	1,4
		Salida H-1 a Entrada M-1	0,3
		Salida M-1 a Entrada C-1	1,276
	Recirculado	Salida F-1 a Entrada H-2	0,199
		Salida H-2 a Entrada M-1	0,138
<b>Valor total de las pérdidas por tramos</b>			<b>4,75</b>

Se observa que las pérdidas de calor totales por cañerías, según el método de cálculo descrito anteriormente, tienen un valor de **4,75 (kW)**. El cuál se suma al valor de pérdidas totales por pared plana de la cámara, calculado y anotado en la tabla 3.1. Por lo que el calor total cedido al ambiente, obtenido mediante cálculos de transferencia de calor queda:

Tabla 3.3. Valor total de las pérdidas según métodos de cálculo de transferencia de calor.

Pérdidas de calor	Valor (kW)
Por pared plana de la cámara	10,04
Por cañerías de vapor y aceite	4,75
<b>Pérdida de calor total</b>	<b>14,79</b>

### 3.3 Balance de energía de la planta:

Los balances de energía pueden estar basados en valores teóricos y/o experimentales. Según el principio de conservación de la energía en un sistema estacionario, las energías que entran a un sistema son iguales a las que salen del mismo. Por lo tanto la ecuación principal del balance, se puede escribir de la siguiente manera:

#### Energías que entran = Energías que salen

$$Q_{VaporEntrada} + Q_{AceiteEntrada} = Q_{AceiteSalida} + Q_{VaporResidual} + Q_{Condensados} + Q_{PérdidasCalor} \quad (\text{Ecuación 3.17})$$

Un balance experimental se realizará a la cámara de tratamiento térmico, ya que es el equipo principal. Los datos requeridos de flujos de vapor y aceite fueron cuantificados en el capítulo 2. Las temperaturas medidas fueron: vapor principal 365°C, vapor residual 150°C, aceite entrada y salida 230 y 227,7°C, respectivamente. La temperatura del condensado se estimó al límite de la saturación en 98°C.

En primer lugar se nombra la temperatura máxima de la prueba en la cámara, la cual fue de 200°C, estable por 15 minutos aproximadamente. En ese momento el sistema estaba siendo alimentado con vapor principal y aceite térmico, sin recirculación de vapor. Además se consideró que fue expulsado un volumen de 10(L) de condensados durante todo el proceso de la prueba, lo que equivale aproximadamente al 1% del flujo total del vapor. El 99% restante equivale al vapor residual. Las temperaturas involucradas permanecieron constantes, por lo tanto se realizó el balance ocupando sólo una medición.

Para mayor claridad es dada la figura 3.2, donde se muestra las energías que entran al circuito con flechas de punta simple. Mientras que las energías que salen tienen punta de flecha doble y un grosor de línea menor; y las pérdidas de calor se muestran con flechas diagonales.

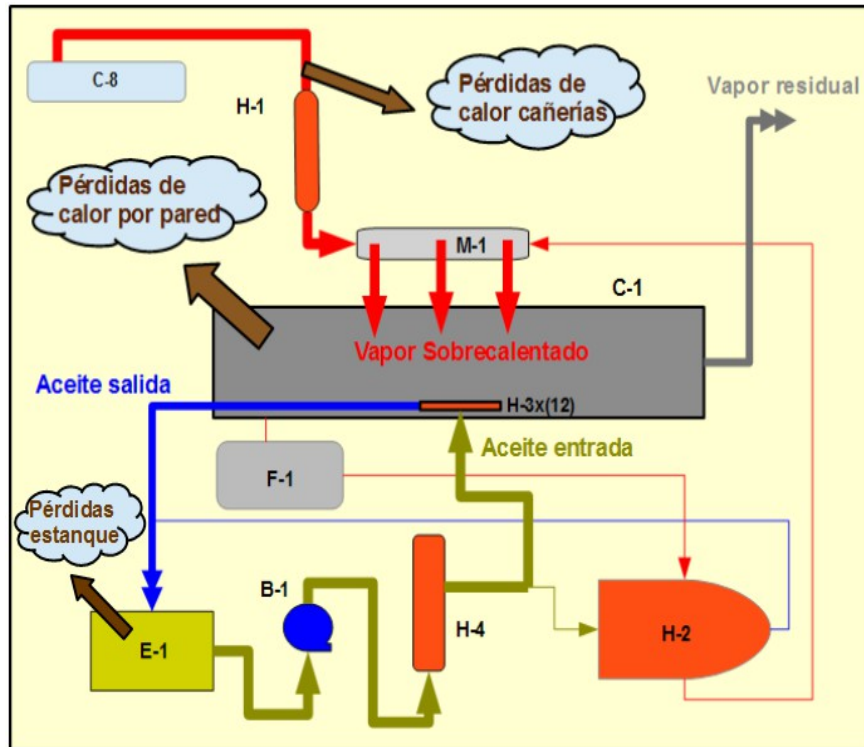


Figura 3.2. Esquema de la planta con las energías tomadas en cuenta en el balance.

### 3.3.1 Cálculo balance de energía

Conocidos los parámetros, consideraciones y variables son dadas las siguientes expresiones de cálculo de energías:

#### Energías de entrada:

a.- Entrada de vapor sobrecalentado:  $Q_{VaporEntrada} = m_{VaporEntrada} * h_{VaporEntrada}$  (Ecuación 3.18)

b.- Entrada aceite térmico:  $Q_{AceiteEntrada} = m_{AceiteEntrada} * c_{Aceite} * T_{AceiteEntrada}$  (Ecuación 3.19)

### Energías de salida:

c.- Salida aceite térmico:  $Q_{AceiteSalida} = m_{AceiteSalida} * C_{Aceite} * T_{AceiteSalida}$  (Ecuación 3.20)

d.- Salida vapor residual:  $Q_{VaporResidual} = m_{VaporResidual} * h_{VaporResidual}$  (Ecuación 3.21)

e.- Salida de condensados:  $Q_{Condensados} = m_{Condensados} * h_{Condensados}$  (Ecuación 3.22)

### 3.3.2 Resultados del cálculo de balance de energía

Al tener todas las energías calculadas, con las ecuaciones mostradas anteriormente; se procede a determinar de la ecuación 3.17 el valor de las pérdidas totales dados en la tabla 3.4.

Tabla 3.4. Resultados del balance de energía de pérdidas totales.

Energías		Resultados de energías (kW)
Entrada	Vapor sobrecalentado	96
	Aceite térmico entrada	5,2
Salida	Aceite térmico salida	83
	Vapor residual y condensados	83
<b>Total pérdidas</b>		<b>18</b>

### 3.4 Elección del valor de pérdidas de calor

Como se observa en la tabla 3.5 las pérdidas de la cámara difieren en relación a cada método de obtención de ellas.

Tabla 3.5. Valores de pérdidas por ambos métodos.

Método de cálculo	Valor pérdida (kW)
Transferencia de calor por pared cámara	10
Balance de energía en la cámara	18

Comparando el resultado de las pérdidas obtenidas por el método de transferencia de calor y el balance, se advierte una gran diferencia entre una y otra de 8 (kW); esto es debido principalmente a la cantidad de supuestos que tiene el primer método, que afectan directamente al resultado del coeficiente global de transferencia de calor, el cual será menor al real y por consiguiente el valor de la pérdida. Además se considera una aislación total, velocidades y temperaturas constantes en todo el proceso, propiedades físicas a una temperatura de referencia, etc. Los cuales se detallan a continuación:

- Se asume un flujo de calor constante en régimen estacionario, suponiéndose que las temperaturas de entrada y salida son constantes, lo cual no es del todo correcto, ya que esas variables van cambiando con el tiempo e incluso punto a punto.
- Se calculan las propiedades físicas (viscosidad, densidad, conductividad térmica, etc.) a una temperatura media, y los valores de estas propiedades se estima no varían durante el proceso.
- No se considera el efecto del calor de radiación emitido hacia el ambiente.
- Se considera velocidad uniforme y estacionaria. En el flujo externo la velocidad de referencia es usada para obtener el número de Reynolds, mientras que en el interno no hay corriente libre, por lo que se usa una velocidad promedio. En la realidad, las corrientes (ambiente externo) y temperaturas del viento van variando durante el día de manera no uniforme, haciendo variar el intercambio real de calor, entre el interior y exterior.
- Se considera que el contacto entre la superficie de la cañería y el aislante es total, lo cuál no es así, ya que el contacto es irregular provocando brechas de aire o intersticios que en la realidad aumentan el intercambio de calor, dejando parte de la superficie desnuda de la cañería. Cabe notar que una cantidad no menor de partes están con aislación deficiente.
- Además se asume que los coeficientes de transferencia de calor son constantes.

En vista de que las pérdidas según ambos métodos difieren, se pretende corregir el valor obtenido de la pérdida de la cámara por pared plana de 10 (kW), por un factor que relaciona la pérdida real  $Q_{Real} = m_{Vapor} * C_{Vapor} * \Delta T$  con las pérdidas por transferencia de calor  $Q_{tc} = U * A_{tc} * \Delta T_{MLDT}$ , para validar los cálculos realizados. Para esto se eligió un tramo con aislación deficiente y donde el aislante ha sido mojado por lluvia, el cual está ubicado a la salida del manifold de torrefacción C-8 y hasta la entrada del sobrecalentador de vapor H-1. Entonces mediante las ecuaciones nombradas en el punto 3.2 y los datos necesarios de la cañería, aislante y fluidos, los resultados quedan de la siguiente manera:

Tabla 3.6. Valores para obtener factor de pérdida.

Método	Valor pérdida (kW)
Pérdida de calor por manto cañería ( $Q_{tc}$ )	1,47
Pérdida de calor real ( $Q_{Real}$ )	2,525
<b>Factor de pérdida</b> ( $FP = \frac{Q_{Real}}{Q_{tc}}$ )	<b>1,71</b>

Una vez obtenido este factor se multiplica con el valor de pérdida de pared de la cámara quedando como resultado 17,1 (kW), lo que es un valor más cercano al real y que muestra que los cálculos obtenidos por balance de energía y transferencia de calor son coherentes.

En vista de los datos y consideraciones nombradas, se elige como parámetro de validación las pérdidas obtenidas por el balance de energía que corresponde a 18 (kW), ya que se acerca más al valor real teniendo una cantidad menor de supuestos y siendo el valor crítico de pérdidas al ser el más alto, por lo tanto al lograrse suplir o llegar cercanamente a este valor, se advierte que se superan ampliamente las pérdidas calculadas con el método de transferencia de calor [10 (kW)].

## CAPITULO 4: VALIDACION DE LOS DISEÑOS ACTUALES

Se puede definir validación como la aportación de datos calculados o en base a la realidad actual, que respalden la veracidad de que se han cumplido los requisitos para una utilización o aplicación específica prevista. Como se ha nombrado en capítulos anteriores, se requiere que la planta pueda funcionar como un circuito cerrado, prescindiendo del vapor de la caldera, lo que hasta ahora no se ha podido lograr. Por ende es necesario validar los diseños que están instalados actualmente, para ver si los equipos cumplen con los parámetros necesarios y puedan mantener las condiciones de presiones, temperaturas y tiempos del tratamiento térmico, de la manera nombrada en el capítulo 1. Por lo tanto, se pretende abordar el tema, desde lo más general a lo más específico, con la siguiente estrategia de validación:

**1.- Capacidad de tratamiento:** Lo primero es analizar si la cámara de tratamiento térmico tiene la capacidad de tratar un volumen de madera adecuado y si soporta las temperaturas requeridas, dentro de los tiempos de calentamiento determinados.

**2.- Equipos:** Se procede a corroborar que los equipos instalados, mediante sus características geométricas (área de intercambio de calor, forma) y operacionales (funcionamiento actual, capacidades, velocidades, etc.); logran proporcionar el intercambio de calor adecuado y cumplir la función para la cual están instalados. Para eso se debe calcular cuánto es el calor que están aportando actualmente al sistema, y ver si sus capacidades son las suficientes.

#### 4.1 Parámetros de validación de los equipos

En la tabla 4.0, se puede observar los equipos a validar y su parámetro de validación.

Tabla 4.0. *Parámetros de validación de equipos.*

<b>Equipo</b>	<b>Parámetro validación</b>
Sobrecalentador de vapor (H-1)	Suplir pérdidas de calor del tramo de cañería desde manifold C-8, hasta la entrada del sobrecalentador
Intercambiador de calor de tubos (H-2)	Suplir pérdidas de calor de cámara C-1
Serpentines interior cámara (H-3)	Suplir pérdidas de calor de cámara C-1
Intercambiador eléctrico (H-4)	Entregar la energía necesaria al aceite térmico
Ventilador centrífugo (F-1)	Generar un flujo de vapor mínimo para ser acondicionado en el intercambiador de tubos, tal que entregue la energía necesaria para suplir las pérdidas de la cámara

Para llevar a cabo los cálculos, se ocuparon los flujos y temperaturas, obtenidos mediante las pruebas del capítulo 2. Se consideró al sistema en régimen, con una temperatura constante de 200°C.

## **4.2 Desarrollo de validación de los diseños actuales**

### **4.2.1 Validación cámara de tratamiento**

Operacional: Actualmente en la cámara de tratamiento térmico se puede tratar la cantidad de madera aserrada de sección rectangular, suficiente para realizar las pruebas que los encargados de la planta requieran. Por otro lado en pruebas de funcionamiento realizadas a la planta, se observó que la cámara resiste todo el proceso de tratamiento térmico sin complicaciones, soportando los 220 °C y llegando incluso a temperaturas mayores, cumpliendo los tiempos de mantención de dichas temperaturas, ya que el material en que está construida es acero carbono. Además durante las pruebas se ha hecho llegar a la cámara a presiones aproximadas de 1 (bar), y esta ha respondido adecuadamente, sin evidencia de fugas por la tapa.

Geométrico: La sección transversal de la cámara al ser cuadrada, permite la optimización del espacio dentro de ella, ya que el carro guía posee una sección similar y la madera a tratar actualmente es de sección rectangular. Así se estrecha la relación entre el volumen ocupado por el carro con madera y el espacio disponible interno.

Carro: El método de soporte de la madera en el carro guía, es mediante barras de acero carbono, las que están dispuestas a lo ancho del carro, como se aprecia en la figura 4.0. Estas tienen contacto con la madera durante el proceso, quedando esa zona con una coloración diferente al resto.

Tomando en cuenta lo dicho anteriormente se estima que se puede mejorar el soporte actual, por lo tanto se recomienda disminuir la zona de contacto a través de un nuevo diseño del soporte.



*Figura 4.0. Disposición de las barras de soporte de la madera en el carro.*

Manifold: La disposición actual de entrega del vapor principal adentro de la cámara realizada por el manifold M-1 mediante sus brazos de cañerías, genera una alta pérdida de calor debida principalmente a sus aproximados 23 (m) de cañerías. Observando la tabla 3.2 tramo “Salida M-1 a Entrada C-1” se advierte que la pérdida total es cercana a 1,3 (kW), por ende se estima conveniente mejorar la configuración actual para disminuir las pérdidas de calor. Una opción podría ser llegar hasta arriba de la cámara con la cañería de la salida del sobrecalentador de vapor y ahí ramificar, obteniéndose tramos más cortos. Conectar también al mismo circuito la cañería de vapor de recirculación que vuelve a la cámara, que viene de la salida del intercambiador de tubos H-2.

Difusores: Actualmente no todas las entradas tienen difusor de vapor, por lo tanto se recomienda la colocación de estos en cada entrada del vapor a la cámara, de esa forma el vapor sobrecalentado no entra directo al contacto con la madera, sino que comienza a generar la atmósfera que es lo que se busca.



*Figura 4.1. Difusor en entrada de vapor a la cámara.*

## 4.2.2 Validación de equipos

Antes de realizar la validación de cada equipo, es necesario apoyar el proceso con diagramas del circuito que dejen claro las variables a utilizar y las ecuaciones necesarias.

### a.0) Sobrecalentador de vapor (H-1)

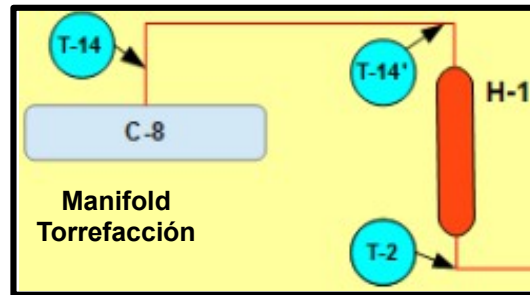


Figura 4.2. Circuito involucrado en la validación del sobrecalentador.

### a.1) Ecuación a utilizar:

- Calor entregado por el sobrecalentador:  $Q_{\text{Sobrecalentador}} = m_{\text{vapor}} * \Delta h$  (Ecuación 4.0)
- La diferencia de entalpía mostrada en la ecuación 4.0, corresponde a la producida por la diferencia de temperaturas entre la entrada y la salida del equipo (T14' y T2).
- El valor de la pérdida de calor del tramo se encuentra en la tabla 3.2 del capítulo 3.

### a.2) Resultados

En la tabla 4.1 se muestran las variables más importantes para el cálculo de la validación del sobrecalentador y los resultados de los cálculos del sobrecalentador. Donde  $m_{VP}$  es el flujo de vapor principal,  $Q_{H-1}$  es el calor que actualmente aporta el equipo y  $Q_{pérdida}$  es el valor de la pérdida de calor real en el tramo.

Tabla 4.1. Resultados de la validación del sobrecalentador.

Medición	T14' °C	T2 °C	T14 °C	M <sub>VP</sub> (kg/s)	Q <sub>H-1</sub> (kW)	Q <sub>pérdida</sub> (kW)
1	356	384	381	0,04331	2,489	2,222
2	350	383	391		2,931	3,646
3	352	380	390		2,487	2,933
4	354	382	385		2,488	2,756
				<b>Promedio de energías</b>	<b>2,6</b>	<b>2,89</b>

### a.3) Análisis resultados

El Sobrecalentador a pesar de tener una capacidad nominal de 10 (kW) de energía, realmente no entrega ni el 50% de ella, por lo cual no es capaz de superar las pérdidas del tramo desde el manifold de torrefacción, hasta justo antes de entrar al equipo. Esto se debe a que posee un sólo paso por cañería y además que las resistencias están dispuestas externamente por el manto de esta, no teniendo contacto directo con el vapor; teniéndose un área de transferencia de calor menor a la requerida. Esto genera que no se alcance a entregar una mayor cantidad de energía al vapor [ $Q_{H-1}=2,6 \text{ (kW)} < Q_{pérdida}=2,89 \text{ (kW)}$ ], por ende la temperatura de salida del sobrecalentador sólo una vez superó a la temperatura inicial del tramo (T14), cómo se observa en la medición 1 de la tabla 3.2.

### b.0) Intercambiador de tubos (H-2)

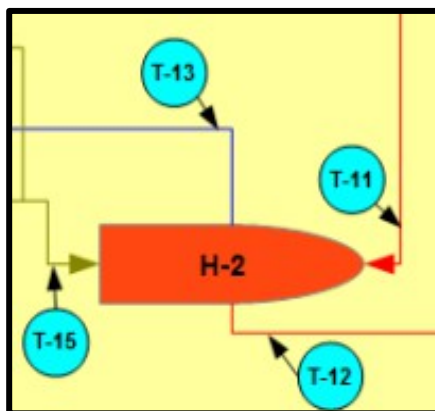


Figura 4.3. Circuito involucrado en la validación del intercambiador H-2.

### b.1 Ecuaciones a utilizar

- Calor entregado por el intercambiador:  $Q_{intercambiador} = U_1 * A_{tc} * \Delta T_{MLDT}$  (Ecuación 4.1)

- Donde  $U_1 = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{vapor}}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_{aceite}}\right)}$  (Ecuación 4.2),  $A_{tc} = 18(m^2)$ .

-  $\Delta T_{MLDT} = \frac{(\Delta T_{MAYOR} - \Delta T_{menor})}{\ln\left(\frac{\Delta T_{MAYOR}}{\Delta T_{menor}}\right)}$  (Ecuación 4.3)

- Calor que puede entregar el aceite:  $Q_{aceite} = m_{Aceite} * C_{Aceite} * \Delta T_{Aceite}$  (Ecuación 4.4)

- Calor que puede recibir el vapor:  $Q_{vapor} = m_{vapor} * \Delta h$  (Ecuación 4.5)

- La diferencia de entalpía es la producida por las temperaturas de entrada al intercambiador y salida (T11 y T12 respectivamente).

### b.2) Resultados

En la tabla 4.2 se muestran las variables más importantes para el cálculo de validación del intercambiador de calor de tubos. Siendo  $m_{va}$  el flujo de vapor recirculado,  $m_{ac}$  el flujo de aceite térmico,  $Q_{va}$  el calor que puede aceptar el vapor,  $Q_{ac}$  el calor capaz de entregar el aceite,  $Q_{TC}$  el calor de transferencia en el intercambiador de tubos,  $U$  el coeficiente de transferencia global en el equipo y DT la diferencia de temperatura media logarítmica.

Tabla 4.2. Datos y resultados para el cálculo de validación del intercambiador de tubos.

M	T12 °C	T11 °C	$m_{va}$ (kg/s)	$Q_{va}$ (kw)	T15 °C	T13 °C	$m_{ac}$ (kg/s)	$Q_{ac}$ (kW)	U (W/ m²K)	DT °C	$Q_{TC}$ (kW)
5	156	204	0,02361	2,238	220	214	1,45	22,72	18,5	40,41	13,39
6	152	201		2,285	220	215		18,93		40,76	13,5
7	151	200		2,285	220	215		18,93		40,76	14,36
8	150	200		2,332	221	217		15,14		42,23	13,99
9	149	200		2,378	221	217		15,14		42,23	13,99
10	147	198		2,379	221	217		15,14		42,23	13,99

### b.3) Análisis resultados

Se observa que el primer valor del calor cedido por el aceite térmico es de **22,72 (kW)**, el cuál en la realidad no es posible ya que el máximo calor que puede transferir el intercambiador eléctrico al aceite, antes de entrar al intercambiador de tubos es **20 (kW)**. Este error puede deberse a la medición inexacta de temperaturas a la entrada o salida del intercambiador, puesto que al ser un flujo de masa tan alto, un error de 1°C en la medición resulta decisivo. Luego de la segunda medición el valor del calor se va estabilizando a valores más coherentes. El calor que es capaz de entregar el aceite es alto [**>15 (kW)**], y capaz de suplir las pérdidas de la cámara; pero el calor que puede recibir como máximo el vapor recirculado es bajo [**2,379 (kW)**], siendo insuficiente para la validación requerida en este caso. Esto es debido a que el ventilador centrífugo no entrega la cantidad de vapor mínima para poder realizar una buena transferencia de calor. Se comprobó lo anterior haciendo pasar todo el flujo de aceite por el intercambiador de tubos, y la temperatura de la cámara fue disminuyendo. *Revisar prueba de funcionamiento de la planta en Capítulo 2, mediciones 11, 12 y 13; ver que “Tc” va disminuyendo.* Cabe notar que la diferencia de energía que entrega el aceite y la que puede recibir el vapor es bastante lejana (un poco más de **12 (kW)**), por lo que existe un valor alto de pérdida en el intercambiador. Una parte se está perdiendo en forma de calor por el manto de la carcasa y la otra razón puede ser que los datos de temperaturas no tengan la exactitud adecuada.

Para aclarar la veracidad del flujo de vapor recirculado, medido con el instrumento de mercurio, se analizó los cálculos de diseño y geometría de la placa orificio instalada, los cuales estaban correctamente realizados y la placa está diseñada e instalada de manera coherente con los parámetros que recomienda la norma.

Se calculó que con las características del intercambiador de calor se puede lograr una energía máxima ( $Q_{TC}$ ) de hasta **14 (kW)** aproximadamente, concluyendo que en este caso el problema no es ni el tipo de intercambio, ni el equipo intercambiador, sino la baja capacidad del ventilador.

### c.0) Serpentes (H-3)

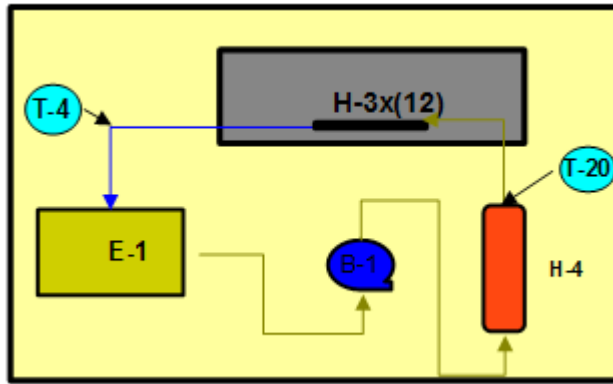


Figura 4.4. Circuito de los serpentines para la validación.

### c.1) Ecuación a utilizar

- Calor entregado por los 12 serpentines:  $Q_{Serpentes} = m_{aceite} * c_{aceite} * \Delta T_{aceite}$   
(Ecuación 4.6).

### c.2) Resultados

Para los serpentines se tienen dos casos:

1.- El primer caso es con ambos circuitos de aceite funcionando (ramal B y C), con el flujo de aceite al 36% del total.

En la tabla 4.3 se muestran los resultados y variables de importancia. Siendo:  $m_{ac(a)}$  el flujo de masa del aceite y  $Q_{ac(a)}$  el calor que pueden aportar los 12 serpentines al interior de la cámara.

Tabla 4.3. Resultados para validación de los serpentines, caso 1.

Medición	T20 °C	T4 °C	TC °C	$m_{ac(a)}$ (kg/s)	$Q_{ac(a)}$ (kW)
5	220	218,125	200	0,85	4,2
6	220	218,125	199		4,2
7	220	217,75	195		4,994
8	219	216,75	190		4,994
9	219	216,7	185		5,105
10	218	215,75	180		4,99
				Promedio	4,75

2.- Luego se cerró la válvula para el ramal C que lleva el aceite al intercambiador de tubos, enviando todo el flujo hacia los 12 serpentines.

En la tabla 4.4 se muestran los resultados y variables de importancia para el cálculo de la energía que entregan los serpentines con el todo el flujo de aceite. Siendo  $m_{ac(b)}$  el flujo de aceite total hacia los serpentines y  $Q_{ac(b)}$  el calor que aportan a la cámara.

Tabla 4.4. Resultados para la validación de los serpentines, caso 2.

Medición	T20 °C	T4 °C	$m_{ac(b)}$ (kg/s)	$Q_{ac(b)}$ (kW)
17	220	218	2,36	12,3
18	221	219		12,3
19	221	219		12,3

### c.3) Análisis de resultados

- **Para caso 1):** Los resultados son evidentes, la capacidad de entregar calor máxima de los serpentines no supera los **5,1 (kW)**. Por lo tanto, de la forma actual en que se realiza el tratamiento, los 12 serpentines no son capaces de suplir las pérdidas de la cámara de tratamiento.
- **Para caso 2):** En este caso, al hacer pasar todo el flujo de aceite por los serpentines, resulta un calor aportado igual **12,3 (kW)**, lo cual también no es suficiente para superar las pérdidas, que ascienden a **18 (kW)**.

### d.0) Intercambiador eléctrico H-4

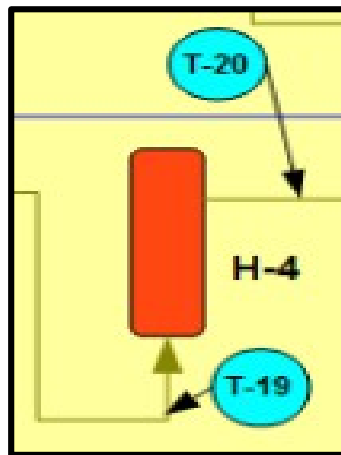


Figura 4.5. Circuito para la validación del intercambiador eléctrico.

### d.1 Fórmula a utilizar

- Calor real entregado por el intercambiador:  $Q_{\text{Interc}\cdot\text{Eléct}} = m_{\text{aceite}} * c_{\text{aceite}} * \Delta T_{\text{aceite}}$   
(Ecuación 4.7).

## d.2) Resultados

En la siguiente tabla se muestran los resultados y variables de importancia para el cálculo. Donde  $m_{acTOTAL}$  es el flujo total de masa que pasa por el intercambiador eléctrico y  $Q_{H-4}$  es el calor que puede aportarle al aceite.

Tabla 4.5. Resultados de la validación del intercambiador de calor eléctrico.

Medición	T19 °C	T20 °C	$m_{acTOTAL}$ (kg/s)	$Q_{H-4}$ (kW)
5	220	217,5	2,36	15,4
6	220	217,5		15,4
7	220	217,5		15,4
8	219	216,75		14
9	219	216,25		17,38
10	218	215		18,96

## d.3) Análisis de resultados

El flujo de calor que puede entregar actualmente es variable, pero está aproximadamente desde los **15** a los **19 (kW)**, lo cual es aceptable, ya que su rendimiento está dentro del **75** al **95%** de eficiencia.

### e.0) Ventilador centrífugo (F-1)

Para el cálculo del ventilador se necesita conocer cuánto es el flujo de vapor recirculado mínimo que debe entregarle al intercambiador de tubos (H-2), para que éste puede realizar una transferencia de calor tal que pueda suplir las pérdidas de calor de la cámara o en su defecto que permita aportar el calor adecuado para junto a otras fuentes de energía, suplir las pérdidas. Para eso se planteará el cálculo desde un punto de vista teórico-práctico, usando el flujo de aceite real que pasa por el intercambiador, y estimando las temperaturas teóricas de entrada y salida, para el aceite; y de entrada para el vapor. Quedando los siguientes datos conocidos, para el cálculo:

- Flujo de aceite que entra al intercambiador:  $m_{Aceite} = 1,51 \text{ (kg/s)}$
- Eficiencia esperada del intercambiador:  $\varepsilon = 0,75$
- Temperatura de entrada del aceite al intercambiador:  $T_{A1} = 260^\circ \text{ C}$
- Temperatura de salida del aceite en el intercambiador:  $T_{A2} = 256^\circ \text{ C}$
- Temperatura de entrada del vapor al intercambiador:  $T_{Ve} = 220^\circ \text{ C}$

### e.1) Fórmulas a utilizar:

- Flujo de vapor mínimo:  $m_{vapor} * c_{vapor} * (T_{Vs} - T_{Ve}) = \varepsilon * m_{aceite} * c_{aceite} * (T_{A1} - T_{A2})$

(Ecuación 4.8). O dicho de otra forma >  $Q_{vapor} = \varepsilon * Q_{Aceite}$  (Ecuación 4.9)

- Temperatura de salida del vapor, mediante fórmula de la eficiencia según

temperaturas de trabajo:  $\varepsilon = \frac{Q_{Real}}{Q_{Máximo}} = \frac{\Delta T_{Real}}{\Delta T_{MáximoTeórico}} = \frac{(T_{Vs} - T_{Ve})}{(T_{A1} - T_{Ve})}$  (Ecuación 4.10)

## e.2) Resultados

En la tabla 4.6 se puede ver los resultados de la validación del ventilador centrífugo, junto con sus variables de cálculo más importantes. Siendo:  $m_{ac}$  el flujo de aceite,  $Q_{ac}$  el calor que es capaz de entregar el aceite,  $m_{va}$  el flujo de vapor recirculado necesario,  $V_{va}$  el caudal de vapor recirculado necesario y  $Q_{va}$  el calor que puede admitir el vapor.

Tabla 4.6. Muestra los datos y resultados para la validación del ventilador centrífugo.

Eficiencia	$T_{A1}$ °C	$T_{A2}$ °C	$T_{ve}$ °C	$T_{vs}$ °C	$m_{ac}$ (kg/s)	$Q_{ac}$ (kW)	$m_{va}$ (kg/s)	$V_{va}$ (m <sup>3</sup> /h)	$Q_{va}$ (kW)
0,75	260	256	220	<b>250</b>	1,51	<b>17,02</b>	<b>0,214</b>	<b>1804</b>	<b>13</b>

## e.3) Análisis de resultados para validación del ventilador

Es sabido que el ventilador no tiene la capacidad de entregar el flujo necesario al intercambiador de tubos para que el vapor reciba la energía adecuada para llegar nuevamente a la cámara y suplir las pérdidas de calor. Por ende, se hizo necesario conocer cuánto es el flujo aproximado que debería tener el ventilador, para cumplir sus funciones. Dando como resultado el valor de **0,214 (kg/s) [772,2 (kg/h)]**, el cuál es mucho mayor que el actual de **0,023 (kg/s) [85 (kg/h)]**. Con dicho flujo de vapor se lograría aportar **13(kW)** de energía, con una temperatura de salida del vapor en el intercambiador de tubos de 250°C, que es 30°C mayor que la interna requerida de la cámara (220°C). Como se observa los **13 (kW)** aún no son suficientes para suplir las pérdidas, pero si a ese calor se le suma lo disponible por los 12 serpentines, que corresponde a **5,1(kW)**, dan como resultado **18,1(kW)** lo que estaría superando las pérdidas del sistema.

## CAPITULO 5: PROPUESTAS DE MEJORAS

A partir de la validación de los diseños actuales, realizada en el capítulo anterior, se procede a plantear recomendaciones, las cuales pretenden mejorar el trabajo del proceso de tratamiento, al menor costo. Los equipos considerados son:

- Sobrecalentador de vapor (H-1)
- Serpentes (H-3), intercambiador de tubos (H-2) y ventilador (F-1)

### 5.1 Desarrollo de propuestas

#### 5.1.1 Sobrecalentador de vapor (H-1)

Cómo se mostró en el capítulo 4 (tabla 4.1), actualmente no cumple los requerimientos. Por este motivo se recomienda aumentar el área de transferencia de calor, introduciendo las resistencias eléctricas por dentro del tubo. De ésta manera se busca tener una transferencia de calor por contacto directo resistencia-vapor, haciendo que la resistencia entregue una mayor cantidad de energía al vapor, ya que actualmente no supera los **3 (kW)**, y el sobrecalentador nominalmente tiene **10 (kW)**.

En la figura 5.0 se observa la disposición actual de las resistencias, por fuera de la cañería de acero. Se deduce que el área de transferencia de calor en este caso es aproximadamente la parte de la resistencia que está en contacto con la cañería, más un poco de área de transferencia por efecto de la conducción de calor en el acero. Esta disposición podría dar mejores resultados si se aumentara el número de pasos por cañería y el aumento de la cantidad de resistencias, cómo en el caso del sobrecalentador del área de torrefacción, nombrado en el capítulo 1.

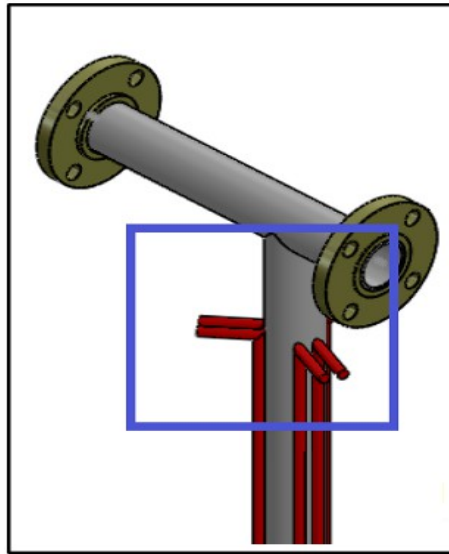


Figura 5.0. Muestra disposición actual de las resistencias eléctricas por fuera de la cañería.

Luego en la figura 5.1 se puede apreciar de manera esquematizada lo que se recomienda, apreciándose una cañería en corte, con 1 resistencia por el interior.

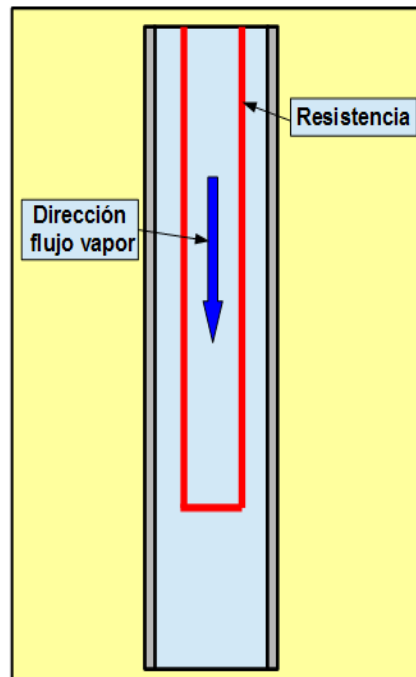


Figura 5.1. Muestra la recomendación de introducir las resistencias en la cañería.

- **Validación de la recomendación**

Con los siguientes cálculos se pretende validar la recomendación propuesta, los cuales en primer lugar buscan conocer el área de transferencia de calor actual. Luego se obtendrá el área mínima requerida para poder cumplir los requerimientos de calor, para finalmente calcular el área que resulta con la recomendación planteada.

**a) Cálculo del área de transferencia de calor actual:**

En la siguiente tabla se muestran las variables más significativas para el cálculo y sus resultados. Donde  $Q_{H-1}$  es el calor que entrega actualmente el sobrecalentador,  $U_{actual}$  es el coeficiente de transferencia de calor actual y  $A_{actual}$  es el área que se tiene actualmente.

Tabla 5.0. Resultados del cálculo del área de transferencia actual.

M	Tr	T14'	T2	$Q_{H-1}$ (kW)	$U_{actual}$ (W/m <sup>2</sup> *K)	$A_{actual}$ (m <sup>2</sup> )
1	604	356	384	2,489	127,4	0,08363
2	600	350	383	2,931		0,0987
3	600	352	380	2,487		0,0835
4	602	354	382	2,488		0,0835
					<b>Promedio</b>	<b>0,087</b>

**b) Cálculo del área de transferencia de calor requerida mínima necesaria, para que el sobrecalentador pueda suplir las pérdidas del tramo:**

En la siguiente tabla se muestran las variables más significativas para el cálculo y sus resultados. Donde  $Q_{pérdida}$  es el calor de la pérdida en el tramo y  $A_{mínimaRequerida}$  es el área mínima de transferencia de calor que se requiere para que el sobrecalentador supere la pérdida de calor del tramo.

Tabla 5.1. Resultados del cálculo del área de transferencia mínima requerida.

M	Tr °C	T14' °C	T14 °C	Qpérdida (kW)	A <sub>MínimaRequerida</sub> (m <sup>2</sup> )
1	604	356	381	2,222	0,07414
2	600	350	391	3,646	0,1251
3	600	352	390	3,379	0,1161
4	602	354	385	2,756	0,0932
				<b>Promedio</b>	<b>0,102</b>

De ambas tablas se observa que el área actual es menor en 3 de las 4 mediciones, lo que corrobora lo concluido en el capítulo anterior, de que el sobrecalentador no tenía la capacidad de superar las pérdidas. Entonces se calculó el área que se obtendrá mediante la recomendación de la siguiente manera:

- Área de transferencia de calor recomendada:  $A_{RECOMENDADA} = \pi * d * L * NT$  (Ecuación 5.0), donde:
  - **d**: Corresponde al diámetro exterior de las resistencias, d=0,0111 (m)
  - **L**: Largo de un paso de cada resistencia L=1,58 (m)
  - **NT**: Número de tubos de las resistencias, NT=6

Con la ecuación 5.0, y los valores dados anteriormente, el área recomendada es:

$A_{Recomendada} = 0,33 (m^2)$ , el cual es bastante mayor a cualquier valor de área mínima requerida, de la tabla 5.1 y superior también al área promedio de **0,102 (m<sup>2</sup>)**.

### 5.1.2 Serpentes, intercambiador de tubos y ventilador

En vista del valor de pérdidas utilizado, conviene enfocarse en que el intercambiador eléctrico entregue la mayor cantidad de energía disponible, ya que su capacidad es mayor a las pérdidas totales obtenidas por el balance de energía [18 (kW)], teniendo un trabajo actual máximo de 19 (kW), por lo cual se recomienda cambiar la unidad de recirculación por una que tenga la capacidad mínima requerida para realizar un intercambio de calor, que sumado al aportado por los serpentines pueda suplir las pérdidas de calor del sistema. El flujo de vapor calculado es de 1804 (m<sup>3</sup>/h), con esta cantidad de flujo enviado al intercambiador de calor de tubos, se podrá realizar una transferencia del aceite al vapor de 13 (kW), los que sumados a los 5,1 (kW) que aportan los 12 serpentines, suplirán las pérdidas de calor haciendo un total de 18,1 (kW). Además se recomienda aislar con lana mineral de roca, tanto los tramos de cañerías, como accesorios que se encuentren desnudos o con aislación deficiente, para asegurar que la mayor parte del calor que le entrega el intercambiador eléctrico al aceite, llegue a cada ramal y se puedan superar las pérdidas.

## CAPITULO 6: PLAN DE MANTENIMIENTO

El mantenimiento se le realiza a las instalaciones para que estas cumplan con la función proyectada, con la capacidad y calidad especificadas. La falta de éste o realización inadecuada es causal de problemas e imprevistos. Por lo tanto con el mantenimiento se busca:

- Reducir costos, elevar disponibilidad
- Maximización de la vida útil
- Proteger el medio ambiente y garantizar seguridad de operación

Existen varios tipos de mantenimiento entre los que se encuentran el correctivo, preventivo, predictivo, basado en la confiabilidad, alterno, etc. Los cuales serán más apropiados de usar dependiendo de las características de la planta, costos involucrados y del análisis de los encargados.

Siempre es conveniente analizar la criticidad de los equipos, para deducir y realizar el mantenimiento más adecuado. En los equipos de la planta de tratamiento térmico, no se encuentra ninguno de carácter crítico, ya que no es un proceso continuo de producción, que al detenerse provoque grandes gastos y pérdidas de producción. Pero sí, dentro de algunos equipos hay partes críticas que si fallan pueden provocar averías y accidentes.

Para ordenar la planificación de mantenimiento de la planta, se dividirá en dos grupos: equipos rotativos y componentes estáticos.

*Tabla 6.0. Muestra los equipos y componentes de interés en el plan de mantenimiento.*

<b>Rotativos</b>	<b>Estáticos</b>
Bomba centrífuga (B-1)	Cañerías
Ventilador Centrífugo (F-1)	Aislación térmica

En equipos rotativos existe mayor probabilidad de falla que en los estáticos, por estar continuamente en movimiento, lo que genera que las piezas móviles y de soporte tiendan a fallar y a desgastarse con el tiempo. Para éstos equipos se busca un mantenimiento dirigido a la confiabilidad de sus partes críticas y un manejo preventivo para las demás revisiones. En relación a la confiabilidad, se centrará el plan de mantenimiento en la seguridad, tanto del personal circulante, cómo del operador a cargo.

A raíz de lo anterior, en la bomba (B-1) y el ventilador (F-1) se debe poner énfasis en los sellos y sistema de cierre, ya que se está trabajando con aceite térmico a alta temperatura y presión, en el caso de la bomba, y vapor sobrecalentado para el ventilador; siendo los sellos la pieza más crítica. Y por lo tanto es en lo que se basará el plan de mantenimiento de ambos equipos.

Para cada mantenimiento de estos equipos se realizó en primer lugar una ficha de lubricación de sus partes rotativas, cómo rodamientos y soportes tipo Y. Luego una pauta de inspección predictiva a sus componentes internos más propensos a fallar por vibraciones y desalineamiento; además de la correspondiente toma de temperaturas en rodamientos. Finalmente, se muestra el plan de mantenimiento completo de cada equipo.

Por su parte, los componentes estáticos tienen un papel importante dentro de la planta, pero a la vez secundario ya que sólo es necesario llevarles a cabo un mantenimiento preventivo simple. Que consta mayormente de inspecciones visuales, verificaciones y prueba hidráulica en el caso de las cañerías.

## 6.1 Plan de mantenimiento para equipos rotativos

### a.- Bomba centrífuga

A continuación se muestra el tipo de sello de la bomba y cómo trabaja:

- **Tipo de sello:** Retenes radiales
- **Material:** Viton
- **Modo de trabajo:** Se trata de un cierre radial de contacto. Lo forman anillos que son introducidos en una caja cilíndrica y prensados axialmente con una brida o prensa estopa hasta formar el cierre sobre el eje de la bomba. Dependiendo de la presión de sellado se pueden encontrar de entre 4 y 6 anillos de empaquetadura dentro de la caja, siendo el caso actual de 6. En la siguiente imagen se observan encerrados en un rectángulo, los anillos del cierre del eje.

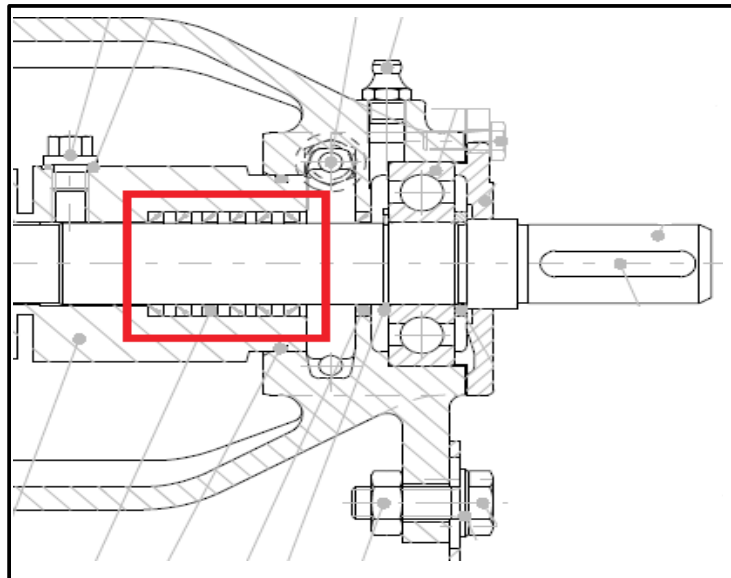


Figura 6.0. Muestra un corte transversal del lugar donde se encuentra el cierre del eje.

### a.1 Ficha de lubricación

En primer lugar se observa la ficha de lubricación, para el mantenimiento de los rodamientos. En donde se detallan las recomendaciones hechas por el fabricante de la bomba (B-1) y su frecuencia de cambio de grasa.

FICHA DE LUBRICACION												
Empresa: Unidad de Desarrollo Tecnológico						Equipo : Bomba centrífuga						
Area : Productos Químicos						Designación equipo: B-1						
Planta : Tratamiento Térmico de Madera												
N°	Componente	Método de lubricación	Lubricante	Fabricante	Cantidad	Frecuencia						Observaciones ( <i>observar imagen A</i> )
						D	Se	M	T	S	A	
1	Rodamientos de bolas (eje bomba)	Engrasadera, grasa	Microglube GL 261	Klüber	9(g)						X	Se debe poner cuidado en que la grasa sea anticorrosiva, saponificada, base litio y sin resina ni ácido Consistencia clase 1 según DIN 51818.
<b>Frecuencia de cambio de grasa en rodamientos</b>												
1	Rodamientos de bolas (eje bomba)										Después de 10000(h) de trabajo o 2 años, los rodamientos deben ser desmontados, lavados y reengrasados.	

## a.2 Pauta inspección predictiva

PAUTA INSPECCION PREDICTIVA				
Empresa : Unidad de Desarrollo Tecnológico		Designación equipo : B-1		
Area : Productos Químicos				
Equipo : Bomba Centrífuga				
Consideraciones previas y durante el procedimiento		PUNTOS DE MEDICION		
	Cumplir con las normas de seguridad validas para el sector			
	Usar protector auditivo			
	Identifique los equipos a utilizar previamente			
	Visualice los puntos de medición antes de empezar			
	Tome nota claramente de los resultados			
	Tener cuidado con botones de emergencia			
	Cuidado con redes eléctricas	Puntos de medición de temeperaturas (termómetro láser u otro instrumento)		
Nomenclatura de los análisis predictivos				
AV	Análisis vibraciones		AG	Análisis de grasa
AT	Análisis temperatura		IV	Inspección visual

a.3 Plan de mantenimiento bomba centrífuga (B-1)

PLAN DE MANTENIMIENTO										
Empresa: Unidad de Desarrollo Tecnológico				Equipo : Bomba centrífuga						
Area : Productos Químicos				Designación equipo: B-1						
Planta : Tratamiento Térmico de Madera				Marca : SIHI						
				Modelo : ZTND						
				Frecuencia						Observaciones
				D	Se	M	T	S	A	
<b>1 Revisiones y/o inspecciones bomba</b>										
	.1.1	Inspección visual de fugas	X							Observar tapa soporte, tapa carcasa y flanges de succión y descarga, para advertir posibles fugas
	.1.2	Inspección del nivel de ruido	X							Estar atento a ruidos anormales en la bomba
<b>2 Revisiones y/o inspecciones motor</b>										
	.2.1	Inspección del nivel de ruido y temperatura	X							Escuchar ruidos anormales en el motor
	.2.2	Lectura de voltaje y corriente		X						- Medir voltaje - Medir corriente en el tablero, con amperímetro de tenaza
<b>3 Mantenimiento preventivo</b>										
	.3.1	Comprobar alineación			X					Comprobar alineación de eje, mediante el uso de reloj comparador. Teniéndose una desviación máxima entre ejes bomba-motor de +-0,1(mm)
	.3.2	Aprete de pernos			X					Los pernos y su aprete se pueden observar en el punto C. A=B=216(lb-pie), C=135(lb-pie), D=18(lb-pie)
<b>4 Mantenimiento predictivo</b>										
	.4.1	Medición de temperaturas en rodamientos							X	Se debe verificar temperatura, cuando se ponga en marcha el equipo después de largo tiempo, y/o cuando comience a presentar anomalías. La temperatura máxima admisible es de 100°C
	.4.2	Medición de vibraciones							X	La medición de vibraciones se debe realizar con personal capacitado. De forma anual o cuando presente anomalías. Los puntos de medición en el rodete y en el rodamiento será: horizontal, vertical y axial
	.4.3	Análisis de grasa en rodamientos							X	Se debe realizar con personal capacitado de la empresa o externo
Abreviaturas: D: Diario, Se: Semanal, M: Mensual, T: Trimestral, S: Semestral, A: Anual										
Repuestos críticos										
Retenes radiales										
Rodamiento										

**A. Punto de engrasamiento:**

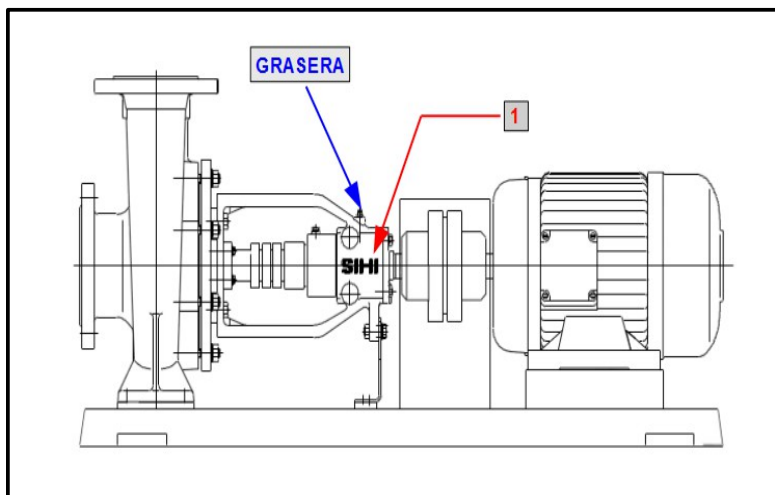


Imagen A. Muestra punto de engrase en rodamiento y grasera donde aplicar la grasa.

**B. Cantidad de grasa según soporte:**

Tabla B. Cantidades de grasa respectivas para cada tipo de soporte posible de rodamientos.

Soporte	Grasa (g)
25	9
35	15
45	22

**C.1 Aprete de pernos:**

Tabla C. Torques correspondientes para el aprete de pernos de la bomba.

Diámetro pernos	Medida Llave	Torque (Lb-Pie)		
		Mín.	Máx	Est. fl.
3/8"	11/16"			
7/16"	3/4"			
1/2"	7/8"	27	54	100
9/16"	15/16"	40,5	81	150
5/8"	1" 1/16	54	108	200
3/4"	1" 1/4	90	180	350
7/8"	1" 7/16	144	288	570
1"	1" 5/8	225	450	860
1" 1/8	1" 13/10	333	666	1260
1" 1/4	2"	450	900	1770
1" 3/8	2" 3/16	630	1260	2400
1" 1/2	2" 3/8	720	1440	3170
1" 5/8	2" 9/16	990	1980	4100
1" 3/4	2" 3/4	1350	2700	5150
1" 7/8	2" 15/16	1710	3420	6400
2"	3" 1/8	2070	4140	7850
2" 1/4	3" 1/2	2880	5760	11340
2" 1/2	3" 7/3	3825	7650	14200
2" 3/4	4" 1/4			
3"	4" 1/2			

**C.2 Puntos de aprete de pernos:**

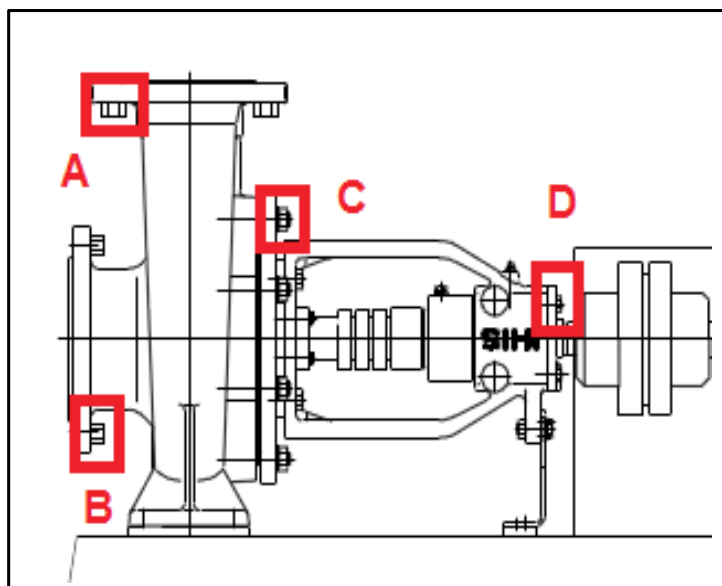


Imagen C. Muestra los puntos de interés para el aprete de pernos.

## b.- Ventilador centrífugo

Para el ventilador es semejante el estudio de mantenimiento, con la diferencia que se adicionan partes cómo las poleas y la correas.

Las características del sistema de cierre son:

- **Tipo de sello:** Cordón de empaquetadura
- **Material:** Grafito
- **Modo de trabajo:** Cordón de empaquetadura que se introduce entre el eje del ventilador y la parte fija de la prensa estopa, que luego se comprime axialmente con la tapa de la prensa produciéndose el sellado del sistema.

En la siguiente imagen se puede observar la prensa instalada en el ventilador F-1, viéndose claramente la parte fija o soldada (1), y la parte desmontable (2):

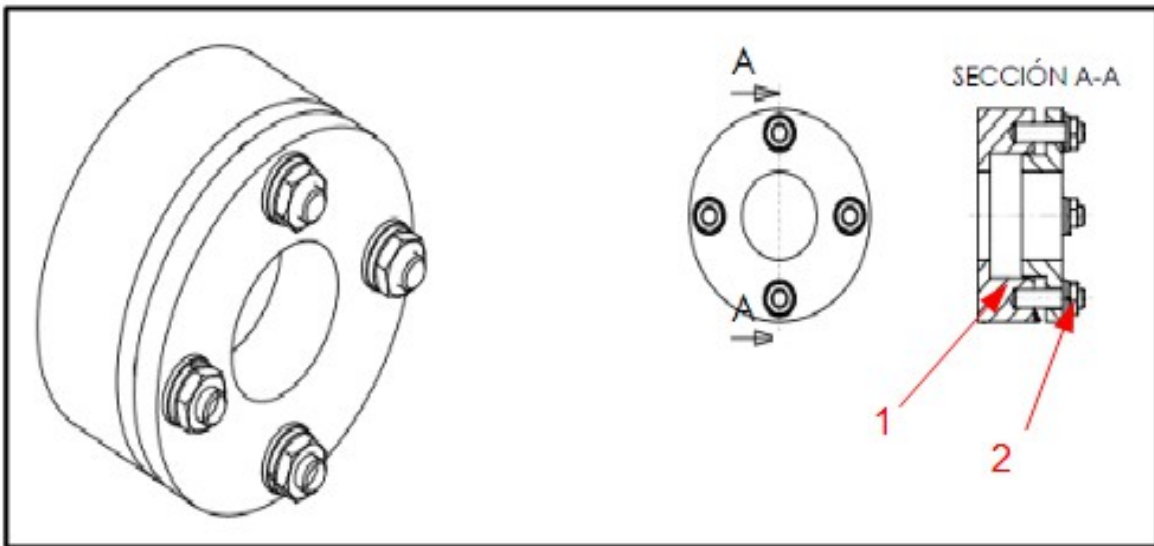


Figura 6.1. Muestra prensa actual en F-1.

**b.1 Ficha de lubricación**

FICHA DE LUBRICACION												
Empresa: Unidad de Desarrollo Tecnológico						Equipo : Ventilador centrífugo						
Area :						Designación equipo: F-1						
Planta : Tratamiento Térmico de Madera												
N°	Componente	Método de lubricación	Lubricante	Fabricante	Cantidad	Frecuencia						Observaciones
						D	Se	M	T	S	A	
1	Soporte de pie, con rodamiento tipo Y	Engrasadera, grasa	LGMT 2	SKF	No especificada			X				Se recomienda utilizar grasa mineral en base litio. El rodamiento del soporte será lubricado mensualmente.
2	Rodamiento de bolas (cercano prensa)	Engrasadera, grasa	LGHP 2	SKF	No especificada				X			

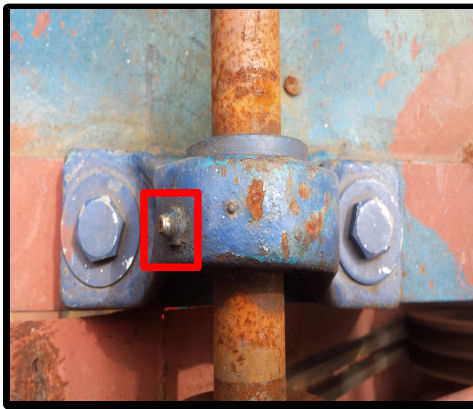
## b.2 Pauta inspección predictiva

PAUTA INSPECCION PREDICTIVA					
Empresa : Unidad de Desarrollo Tecnológico		Designación equipo : F-1			
Area : Productos Químicos					
Equipo : Ventilador centrífugo					
Consideraciones previas y durante el procedimiento		PUNTOS DE MEDICION			
	Cumplir con las normas de seguridad validas para el sector				
	Usar protector auditivo				
	Identifique los equipos a utilizar previamente				
	Visualice los puntos de medición antes de empezar				
	Tome nota claramente de los resultados				
	Tener cuidado con botones de emergencia				
	Cuidado con redes eléctricas	 Puntos de medición de temperaturas (termómetro láser u otro instrumento)			
Nomenclatura de los análisis predictivos					
AV	Análisis vibraciones		AG	Análisis de grasa	
AT	Análisis temperatura		IV	Inspección visual	

b.3 Plan de mantenimiento

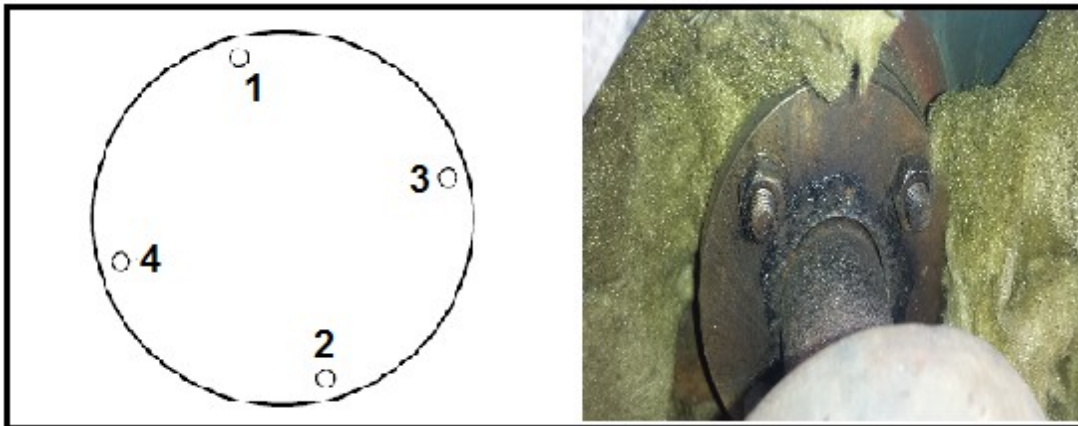
PLAN DE MANTENIMIENTO									
Empresa: Unidad de Desarrollo Tecnológico		Equipo : Ventilador centrífugo							
Area :		Designación equipo: F-1							
Planta : Tratamiento Térmico de Madera		Marca :							
		Modelo :							
		Frecuencia						Observaciones	
		D	Se	M	T	S	A		
<b>1 Revisiones y/o inspecciones ventilador</b>									
.1.1	Inspección visual de fugas	X						Observar prensa estopa, cañería de succión y descarga verificando que no haya fuga de vapor	
.1.2	Inspección del nivel de ruido	X						Verificar que no existan ruidos anormales en ventilador, en las correa y poleas	
.1.3	Verificar alineación de poleas			X				Verificar alineación polea conducida	
.1.4	Verificar alineación de descansos		X					Verificar que los descansos estén bien alineados, para prevenir problemas en eje y rodamientos	
.1.5	Inspección de descansos			X				Revisar que los rodamientos estén en buen estado y con su lubricación al día , para poder prevenir vibraciones que dañen el ventilador	
.1.3	Verificar estado de la correas			X				Verificar estado físico de las correas y limpieza de éstas Se recomienda cambiarlas una vez al año, o cuando se estime	
<b>2 Revisiones y/o inspecciones motor</b>									
.2.1	Inspección del nivel de ruido y temperatura	X						Escuchar ruidos anormales en el motor	
.2.2	Lectura de voltaje y corriente		X					- Medir voltaje - Medir corriente en el tablero, con amperímetro de tenaza Comparar con datos de la placa del motor	
<b>3 Mantenimiento preventivo</b>									
.3.2	Comprobar tensión de la correa		X					Revisar que las correas de transmisión tenga una tensión adecuada, para evitar desgaste de las correas y/o sobre carga del motor por demasiada tensión	
.3.2	Aprete de pernos			X				Revisar el apriete de pernos de la prensa estopa, antes de cada prueba. Seguir la secuencia mostrada en la imagen B	
<b>4 Mantenimiento predictivo</b>									
.4.1	Medición de temperaturas en rodamientos						X	Se debe verificar temperatura, cuando se ponga en marcha el equipo después de largo tiempo, y/o cuando comience a presentar anomalías. La temperatura máxima admisible es de 60°C para el rod. Tipo Y. Y el rodamiento del motor	
.4.2	Medición de vibraciones						X	La medición de vibraciones se debe realizar con personal capacitado. De forma anual o cuando presente anomalías. Los puntos de medición serán en el soporte de rodamientos (Tipo Y), y en rodamiento del motor	
Abreviaturas: D: Diario, Se: Semanal, M: Mensual, T: Trimestral, S: Semestral, A: Anual									
Repuestos críticos								Correas de transmisión	
								Descanso con grasa y rodamiento tipo Y	
								Descanso con buje de bronce con inserto de grafito	

**A. Punto engrase rodamiento tipo Y:**



*Imagen A. Muestra la grasera del rodamiento tipo Y en el soporte de pie.*

**B. Apriete de pernos:** Secuencia recomendada de apriete



*Imagen B. Muestra pernos de prensa estopa instalada en F-1.*

## 6.2 Plan de mantenimiento a componentes estáticos

PLAN DE MANTENIMIENTO									
Empresa: Unidad de Desarrollo Tecnológico					Componentes estáticos: Cañerías y aislación térmica				
Area : Productos Químicos									
Planta : Tratamiento Térmico de Madera									
		Frecuencia						Observaciones	
		D	Se	M	T	S	A		
<b>1 Revisiones y/o inspecciones cañerías</b>									
	.1.1	Inspección visual				X			Observar si es que existe corrosión en uniones. Poniendo énfasis en las cañerías que están en contacto con los condensados.
<b>2 Mantenimiento preventivo cañerías</b>									
	.2.1	Prueba hidráulica						X	Se recomienda una vez por año realizar prueba hidráulica en cañerías, para evaluar hermeticidad.
<b>3 Revisiones y/o inspecciones aislación térmica</b>									
	.3.1	Inspección visual				X			Revisar estado de aislación y sus uniones, en ductos principales y de la cámara. Verificar que no esté dañada ni con tramos faltantes o rotos. Se recomienda inspeccionarlas mensualmente y siempre antes de una prueba.
Abreviaturas: D: Diario, Se: Semanal, M: Mensual, T: Trimestral, S: Semestral, A: Anual									

## **CAPITULO 7: COSTOS DE OPERACION PLANTA TRATAMIENTO TERMICO**

En este capítulo se pretende abordar el tema económico relacionado al uso de la planta. Para ser más específicos, los costos operativos involucrados en el proceso; que permita tener una idea de cuánto se gasta por cada utilización de ésta.

Los gastos operacionales son aquellos que se derivan del funcionamiento normal de una empresa o planta. Pueden entenderse como los costos que la empresa debe afrontar con la finalidad de obtener beneficios. Algunos ejemplos pueden ser los pagos por servicios como luz, agua, arriendo, mano de obra, etc.

A diferencia de empresas de producción continua, acá se tiene una planta piloto que es de funcionamiento esporádico, o sea ciertas veces al mes, y siempre que se deseen hacer pruebas con ella.

Dentro de los costos de operación se tiene:

- Personal: Costo por operador
- Insumos: Electricidad
- Mantenimiento: De los equipos involucrados
- Generación de vapor: Caldera

## 7.1 Método de cálculo para costos operacionales

En este punto se mostrará la manera en que se calcularán los costos de cada ítem, con las consideraciones que se crean pertinentes. Hay que tener en cuenta, que hay puntos que se estimarán.

### a) Costos por personal:

Se tendrá un operador que maneje el funcionamiento de la planta por cada utilización, ya que al ser de funcionamiento esporádico no tiene sentido tener a alguien fijo, esto originaría capacidad ociosa y gastos de hora hombre innecesarios.

- Se estima una duración promedio de cada ensayo de 8 horas.
- Se tiene un sueldo bruto de \$450.000, con una ganancia diaria de \$15.000 y por hora de \$1875.

Las variables involucradas en este costo son:

Tabla 7.0. Variables a tomar en cuenta para el cálculo de costos operacionales.

Item	Designación	Valor
Operadores	O	1
Duración del ensayo (h/ensayo)	DE	8
Costo hora hombre operador (\$/h)	HH	1875

Tomando los valores descritos en la tabla 7.0, el cálculo del costo operacional por personal a cargo de la planta será:

$$CO_{Personal} = O * DE * \left( \frac{h}{ensayo} \right) * HH \left( \frac{\$}{h} \right)$$

**b) Costos por suministros:**

Para el funcionamiento de la planta se tiene como suministro importante la electricidad, que permite el trabajo de motores y resistencias eléctricas. Por ende, es de interés saber cuánta electricidad se gasta por ensayo.

En la tabla 7.1 se muestran todos los equipos que consumen energía eléctrica durante el proceso, pero todos tienen distintas duraciones de uso, ya que algunos se usan sólo para recirculación, otros sólo para sobrecalentar, etc.; por lo tanto es preciso calcular su costo dependiendo de las horas aproximadas de funcionamiento durante el ensayo.

*Tabla 7.1. Valores de potencia eléctrica de los equipos.*

Equipo	Horas por ensayo	Consumo (kW)
Motor eléctrico bomba centrífuga	8	3,6
Motor eléctrico ventilador centrífugo	2	4,3
Sobrecalentador (H-1)	6	10
Intercambiador calor eléctrico (H-4)	8	20
Sobrecalentador torrefacción	6	40
Resistencia dentro de estanque E-1	8	2

Además de los datos proporcionados por la tabla, se toma en cuenta un precio de la electricidad (**Ce**) de 90 (\$/kWh), designando al consumo como (**P**), y utilizando el valor de las horas de uso (**U**), el cálculo del costo para cada equipo queda expresado de la siguiente manera:

$$CO_{Suministro} = Ce \left( \frac{\$}{kWh} \right) * P(kW) * U \left( \frac{h}{ensayo} \right)$$

**c) Costos por mantenimiento:**

En este punto se trabaja con el mantenimiento de los equipos descrito en el Capítulo 6: Plan de Mantenimiento, por lo tanto se refiere a la bomba (B-1) y al ventilador (F-1). Revisando las tablas de lubricación y plan de mantenimiento se advierte que los principales gastos son el cambio de rodamientos y el mantenimiento predictivo, en especial si se realiza con personal externo. Entonces en esos puntos se basará el estudio de costos por mantenimiento. Además, como ambos puntos se tomaron anualmente, esto facilita el cálculo pudiéndose tomar el mismo horizonte de tiempo. Un detalle importante es que por ejemplo si los rodamientos de la bomba tienen una recomendación de cambio a las 10.000 horas, se sabe que con una planta piloto es difícil tener ese nivel de uso; pero aunque no se cumplan esas horas, los rodamientos deberían cambiarse a la segunda recomendación de los 2 años, ya que a veces las partes de los equipos se dañan o disminuyen su vida útil por mantenerse largos períodos de tiempo detenidos. Por lo tanto se estiman los siguientes costos anuales de mantenimiento:

*Tabla 7.2. Variables para el cálculo de costos operativos por mantenimiento.*

Equipo	Trabajo de mantenimiento	Costo (\$/año)
<b>Bomba (B-1)</b>	Cambio de rodamientos	300.000
	Mantenimiento predictivo	700.000
<b>Ventilador (F-1)</b>	Cambio de rodamientos	300.000
	Mantenimiento predictivo	700.000

Tomando en cuenta los valores de costo anual de la tabla (**CA**), además se estima que en un año se realizan en promedio 12 ensayos (**EA**), el cálculo queda expresado de la siguiente manera:

$$CO_{Mantenimiento} = CA \left( \frac{\$}{\text{año}} \right) * EA \left( \frac{\text{año}}{\text{ensayo}} \right)$$

#### d) Costos generación de vapor

Los costos asociados a la generación del vapor son:

- Costo combustible (**Cv**) (costo mayor, llegando a ser el 85% del costo total)
- Tratamiento de agua (**Cta**)
- Costo electricidad (**Cel**)
- Costo del operador (**Cop**)

#### d.1 Cálculo costo de generación del vapor

En primer lugar se tienen las siguientes ecuaciones:

- Costo combustible:  $Cc=(\text{Precio}/\text{PCS})$
- Costo producir 1 kilogramo de vapor:  $Cv=Cc*((hv-haa)/\eta)$
- Costo total:  $CT=Cv+Cta+Cel*Cop$

Luego se muestran los datos a utilizar para calcular el costo:

Tabla 7.3. Datos necesarios para el cálculo del costo de producir 1 (kg) de vapor.

Datos	Simbología	Valor
Flujo de vapor principal (kg/h)	mv	156
Presión de trabajo (bar)	Pt	9
Precio gas licuado (\$/m3)	Precio	2295
Poder calorífico superior (kcal/m3)	PCS	22400
Entalpía vapor de salida (kJ/kg)	hv	2773,9
Entalpía agua de alimentación (kJ/kg)	haa	335
Rendimiento caldera (adimensional)	$\eta$	0,9

Con la utilización de las dos primeras ecuaciones nombradas, se obtuvo que el costo por producir 1 kilogramo de vapor es: **Cv=60,8 (\$/kgvapor)**. Calculado el costo del vapor, se estiman los demás costos asociados como un valor de **CT=90 (\$/kgv)**.

## 7.2 Resultados de costos operacionales

En la siguiente tabla se muestran los resultados del cálculo de los costos operacionales antes nombrados y definidos.

Tabla 7.4. Valores de costo de operación.

Tipo	Item	Costo (\$/hora)	Costo (\$/ensayo)
Personal	Operador	1.875	15.000
Mantenimiento	Bomba (B-1)	10.417	83.334
	Ventilador (F-1)	10.417	83.334
Insumos	Electricidad	7.191	46.206
Proceso	Gasto vapor	14.040	84.240
<b>Valor total</b>		<b>43.940</b>	<b>312.114</b>

Al realizar los cálculos necesarios, se obtiene que el costo de operación de la planta por hora corresponde a **43.940 (\$/h)** y **312.114 (\$/ensayo)**.

## **CONCLUSIONES**

En términos generales el diseño de la planta cumple la función principal para la cual fue instalada pudiéndose realizar el proceso de tratamiento térmico a la madera con sus requerimientos de temperaturas; pero no cumple el requerimiento de suplir las pérdidas de la cámara con los sistemas secundarios de aporte de calor, por lo que no se puede llevar a cabo la recirculación de vapor independiente del vapor principal.

En particular:

- La cámara de tratamiento térmico permite llevar a cabo el proceso alcanzando temperaturas mayores a las requeridas.
- Su geometría interior de sección rectangular permite optimizar el espacio interno para disponer madera a ser tratada.
- El intercambiador eléctrico tiene una eficiencia cercana al 95%.
- El sobrecalentador de vapor no entrega la energía necesaria, para suplir las pérdidas de calor ocurridas en el tramo involucrado, lo cual se debe a la baja área de transferencia de calor existente entre las resistencias del equipo y el vapor que circula por él.
- Para los serpentines, se mostró que aunque se haga pasar la totalidad del flujo de aceite por ellos, no tienen la capacidad de suplir las pérdidas del sistema.

Con la prueba de funcionamiento de la planta se obtuvo que el flujo de vapor recirculado resultó ser bastante menor al requerido, por lo tanto el ventilador instalado no da la capacidad de entregar el mínimo para que en el intercambiador de calor de tubos, se pueda llevar a cabo la transferencia de calor necesaria para suplir las pérdidas de la cámara.

Se observa que gran parte de los equipos instalados no cumple su parámetro de validación, debido principalmente en los equipos de intercambio a su área de transferencia de calor más baja de lo requerido. Un caso especial es el del intercambiador de tubos en U, el cuál mediante su geometría y operación tiene la capacidad de entregar una mayor cantidad de energía al vapor, pero al ser tan bajo el flujo que le envía el ventilador, éste sólo entrega una pequeña parte de lo que en realidad puede, lo que resulta en un trabajo ineficiente. Cabe notar además, que los diseños instalados provienen de un reciclaje de equipos existentes en la empresa, los cuales se acondicionaron e instalaron con la finalidad de que se produjera de manera correcta el proceso. Sólo la cámara se diseñó y construyó en base a lo requerido, y la bomba centrífuga se seleccionó de manera correcta.

En vista de lo comentado anteriormente, y con el fin de mejorar el proceso de la planta, disminuir las pérdidas de calor y ahorrar en consumo de energías, se establecieron las siguientes recomendaciones:

- Sobrecalentador de vapor: Se recomendó introducir las resistencias eléctricas, con el fin de aumentar el área de transferencia de calor, con lo que se logrará una mayor entrega de energía desde el equipo al vapor, lo que se traduce en tardar menos en llegar a las temperaturas requeridas. Lo que permitirá ahorrar en vapor principal y energía eléctrica del sobrecalentador, al ocuparse por menos tiempo.
- Circuito aceite-recirculación: En vista del valor de pérdidas utilizado, conviene enfocarse en que el intercambiador eléctrico entregue la mayor cantidad de energía disponible, ya que su capacidad es mayor a las pérdidas totales obtenidas por el balance de energía. Esto sumado al cambio de la unidad recirculadora permitirá superar las pérdidas de la cámara y llevar a cabo el proceso en su face de mantención de manera independiente del vapor principal. Además se recomienda aislar con lana mineral de roca, tanto los tramos de cañerías, como accesorios que se encuentren desnudos o con aislación deficiente, para asegurar que la mayor parte del calor que le entrega el intercambiador eléctrico al aceite, llegue a cada ramal y se puedan superar las pérdidas.

Para sumar a lo nombrado anteriormente, específico a equipos y circuitos, se recomendó mejorar el diseño del soporte de la madera en el carrito para disminuir su zona de contacto, la colocación total de difusores a la entrada del vapor a la cámara y el rediseño del circuito de entrada del vapor, para disminuir las pérdidas de calor por los múltiples tramos de cañerías que salen del manifold.

Por otro lado y no limitándose a los equipos de UDT, se recomienda analizar la realización del proceso con vapor saturado a la presión de 24 (barg) que aproximadamente son 220°C. El vapor saturado irá desde la caldera hacia la cámara otorgando en su interior la temperatura necesaria para realizar el proceso, de esta manera se aprovecha la energía del calor latente del cambio de fase del vapor; haciendo al proceso más controlado, ya que el condensado sería expulsado de la cámara por trampas de vapor, de esta manera al salir el líquido, habría una baja de presión en la cámara que automáticamente haría entrar vapor fresco, por lo tanto no se necesitaría elementos de recirculación de vapor, central de aceite, ni resistencias eléctricas que estén consumiendo suministros. Para que sea un trabajo más eficiente, deberá tener la aislación necesaria, válvulas anti retorno, atrapa gotas para aumentar el título, etc. y en general toda la ingeniería de detalles. Esta opción tiene una inversión inicial mayor, pero es más controlable y efectiva, ya que al realizar el proceso con vapor sobrecalentado es más complejo controlar las temperaturas de trabajo, ya que se está trabajando con calor sensible.

En otro tema, se realizaron planes de mantenimiento que entregan pautas a la empresa para mantener la confiabilidad y seguridad en la planta, los que sumados a los costos por operador, insumos y generación de vapor permitieron calcular los costos operacionales de la planta.

Finalmente, cabe notar la importancia del trabajo realizado en el área de la transferencia de calor, cumpliéndose todos los objetivos propuestos al inicio.

## ANEXOS

### **Anexo 1: Características técnicas del aceite térmico (Shell Heat Transfer Oil S2)**

En el presente anexo, se muestran todas las propiedades físicas y características del aceite con el que trabaja la planta, las cuales permiten realizar todos los cálculos referentes a él.

- **Aplicaciones:**

El fluido está basado en aceites base minerales refinados y especialmente seleccionados para ser utilizados en los sistemas de transmisión de calor industriales.

Poseen buena estabilidad térmica y resistencia a la oxidación con un grado mínimo de formación de lodos, por lo que mantienen sus características durante largos períodos.

- **Temperaturas de trabajo:**

*Tabla A.1.0. Temperaturas de película y de trabajo del aceite térmico usado.*

<b>Temperatura máxima de película °C</b>	340
<b>Temperatura máxima de trabajo °C</b>	320

- **Propiedades:**

- Gran estabilidad térmica
- Muy buena estabilidad a la oxidación
- Baja viscosidad para aumentar los coeficientes de transferencia térmica
- Adecuada bombeabilidad a bajas temperaturas
- Baja presión de vapor y mínima volatilidad/evaporación en servicio
- No corrosivo

Las tablas fueron facilitadas por el distribuidor del aceite, elaboración propia.

Tabla A.1.1. Características de viscosidad y densidad a ciertas temperaturas del aceite.

Característica	Método	Valores típicos
Viscosidad cinemática, cSt	ASTM D-445	
• A 0 °C		151
• A 40 °C		25
• A 100 °C		4,7
• A 200 °C		1,1
• A 300 °C		0,57
Densidad a 15 °C, kg/L	ASTM D-4052	0,866

Tabla A.1.2. Valores de diseño para sistemas térmicos, del aceite.

Temperatura °C	0	20	40	100	150	200	250	300	340
Densidad (kg/m <sup>3</sup> )	876	863	850	811	778	746	713	681	655
Calor específico (kJ/kg*K)	1,809	1,882	1,954	2,173	2,355	2,538	2,72	2,902	3,048
Conductividad Térmica (W/m*K)	0,136	0,134	0,133	0,128	0,125	0,121	0,118	0,114	0,111
Pr	3375	919	375	69	32	20	14	11	9

## Anexo 2: Listado de tramos para el cálculo de pérdidas por cañerías

En la tabla A.2.0 se muestran todos los tramos de cañerías, tomados en cuenta para el cálculo de pérdidas de calor. También se especifican sus características geométricas, como el largo, diámetro exterior e interior y espesor del aislante térmico.

Tabla A.2.0. Tramos a calcular pérdidas con sus respectivas medidas geométricas.

Circuito	Tramo	Largo (m)	De (m)	Di (m)	e(*) (m)	
Aceite	Tramo A	Salida E-1 a Entrada H-4	2,769	0,042	0,035	0,06
	Ramal B	Salida H-4 a Entrada H-3	14,215*	0,033	0,026	0,06
		Salida H-3 a Entrada E-1	13*	0,033	0,026	0,06
	Ramal C	Salida H-4 a Entrada H-2	1,23	0,042	0,035	0,06
		Salida H-2 a Entrada E-1	7	0,060	0,052	0,06
Vapor	Sobrecalentado	Salida C-8 a Entrada H-1	24,3	0,060	0,055	(0,06)
		Salida H-1 a Entrada M-1	1,57	0,060	0,055	0,06
		Salida M-1 a Entrada C-1	3,85*	0,048	0,043	0,06
	Recirculado	Salida F-1 a Entrada H-2	5,9	0,114	0,108	0,07
		Salida H-2 a Entrada M-1	3,45	0,114	0,108	0,07

e(\*): Corresponde al espesor del aislante en ese tramo.

**Anexo 3: Ficha técnica de los equipos de la planta**

<b>CAMARA DE TRATAMIENTO TERMICO</b>	
<b>Función:</b> Contener perfiles de madera	
<b>Tipo:</b> Cámara horizontal	
<b>Cantidad:</b> 1	
<b>DATOS DE OPERACION</b>	
<b>Material a procesar</b>	Biomasa en general
<b>Volumen interno total (m<sup>3</sup>)</b>	2,65
<b>Volumen interno útil (m<sup>3</sup>)</b>	0,84
<b>Presión de trabajo (barg)</b>	0 - 1
<b>DATOS ESTRUCTURALES</b>	
<b>Material</b>	Acero Carbono ASTM A-42
<b>Sección exterior (mm)</b>	650x650
<b>Largo (mm)</b>	6500
<b>Espesor (mm)</b>	4
<b>Aislación térmica</b>	Colchoneta de lana mineral de roca 80 (kg/m <sup>3</sup> ), e=100(mm)




*Ficha A.3.0. Muestra los datos técnicos más relevantes de la cámara de tratamiento térmico.*

**MANIFOLD VAPOR SOBRECALENTADO**

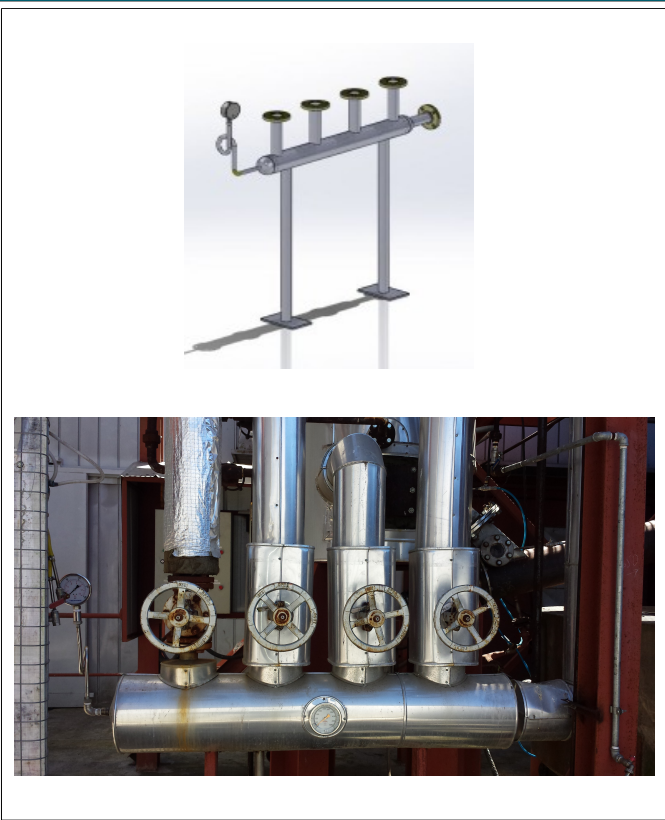
**Designación:** Manifold planta torrefacción  
**Función:** Suministrar vapor sobrecalentado  
**Tipo:** Cañería principal con cuatro salidas  
**Cantidad:** 1

**DATOS DE OPERACION**

<b>Material a procesar</b>	Vapor sobrecalentado
<b>Capacidad (kg/h)</b>	0 – 250(*)
<b>Presión (barg)</b>	0 - 10

**DATOS DE CONSTRUCCION**

<b>Diámetro cañería principal</b>	4" Sch10
<b>Material</b>	SS 304 L
<b>Tipo de flanges</b>	Slip-on 150 lb
<b>Diámetro salidas</b>	2" Sch10



**OBSERVACIONES**

(\*) Valor considerado para vapor sobrecalentado a 300 °C y 1 (atm)

Ficha A.3.1. Muestra los datos técnicos más importantes del manifold de torrefacción.

## VENTILADOR CENTRÍFUGO

**Designación:** Ventilador centrífugo

**Función:** Recircular vapor, para mantener una temperatura homogénea dentro de la cámara C-1

**Tipo:** Centrífugo de álabes rectos

**Cantidad:** 1

### DATOS DE OPERACION

<b>Material a procesar</b>	Vapor sobrecalentado
----------------------------	----------------------

<b>Capacidad (kg/h)</b>	84
-------------------------	----

<b>Potencia motor (kW)</b>	5,5
----------------------------	-----

### DATOS DE CONSTRUCCION

<b>Diámetro succión/descarga</b>	6"
----------------------------------	----



*Ficha A.3.2. Muestra datos técnicos más importantes del ventilador centrífugo.*

**MANIFOLD VAPOR SOBRECALENTADO**

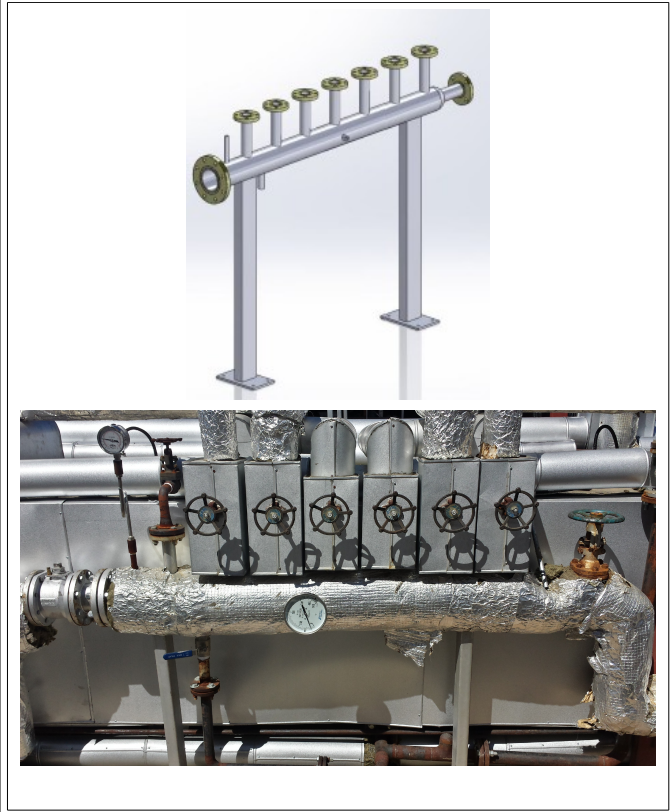
<b>Designación:</b> Manifold planta tratamiento térmico
<b>Función:</b> Suministrar vapor sobrecalentado a la cámara
<b>Tipo:</b> Cañería principal con siete salidas
<b>Cantidad:</b> 1

**DATOS DE OPERACION**

<b>Material a procesar</b>	Vapor sobrecalentado
<b>Capacidad (kg/h)</b>	0 – 550(*)
<b>Presión (barg)</b>	0 - 10

**DATOS DE CONSTRUCCION**

<b>Diámetro cañería principal</b>	4" Sch10
<b>Material</b>	Acero Carbono A53 Gr B
<b>Tipo de flanges</b>	Slip-on 150 lb
<b>Diámetro salidas</b>	1,5" Sch10



**OBSERVACIONES**

(\*) Valor considerado para vapor sobrecalentado a 300 °C y 1 (atm)

Ficha A.3.3. Muestra datos técnicos más importantes del manifold M-1.

<b>SOBRECALENTADOR DE VAPOR</b>	
<b>Designación:</b> Sobrecalentador de vapor	
<b>Función:</b> Aumentar la temperatura del vapor sobrecalentado	
<b>Tipo:</b> Calentador de paso continuo	
<b>Cantidad:</b> 1	
DATOS DE OPERACION	
<b>Material a procesar</b>	Vapor sobrecalentado
<b>Potencia térmica (kW)</b>	10
<b>Presión de vapor (barg)</b>	0 - 1
<b>Temperatura de resistencias, °C</b>	0 - 600
DATOS DE CONSTRUCCION	
<b>Material del ducto</b>	Acero Carbono A53 Gr B
<b>Diámetro nominal</b>	2"
<b>Diámetro interior (mm)</b>	54,7
<b>Largo total de resistencia, (mm)</b>	1580
<b>Espesor cada aislante térmico (mm)</b>	50
OBSERVACIONES	
<p>El material seleccionado para la primera aislación térmica, corresponde a una manta de fibra cerámica, cuya temperatura de trabajo máxima es de 1200 °C. Luego se adicionó una segunda capa de lana mineral de roca, de igual espesor.</p> <p>El aporte calórico se realiza a través de una resistencia eléctrica independiente, las cuáles se programan por medio de un controlador.</p>	



*Ficha A.3.4. Muestra datos técnicos más importantes para el sobrecalentador de vapor.*

## INTERCAMBIADOR DE CALOR

<b>Designación:</b> Intercambiador de tubos
<b>Función:</b> Incorporar la energía necesaria al vapor sobrecalentado
<b>Tipo:</b> Intercambiador de tubo y carcasa de dos pasos
<b>Cantidad:</b> 1

### DATOS DE OPERACION

<b>Material a procesar</b>	Vapor recirculado
<b>Flujo másico (kg/h)</b>	0 – 550
<b>Presión de trabajo (barg)</b>	0 – 1
<b>Area de transferencia (m<sup>2</sup>)</b>	18

### DATOS DE CONSTRUCCION

<b>Diámetro nominal tubos</b>	1"x1,5(mm)
<b>Cantidad tubos</b>	51
<b>Diámetro nominal carcasa</b>	18" Sch10
<b>Conexión vapor carcasa/vapor recirculado</b>	2"/4"
<b>Material tubos</b>	Cobre
<b>Material carcasa</b>	CS ASTM A53 Gr B
<b>Cantidad de pasos</b>	2
<b>Largo tubos (mm)</b>	2200
<b>Presión de prueba (barg)</b>	1



*Ficha A.3.5. Muestra características técnicas más importantes del intercambiador de tubos y carcasa.*

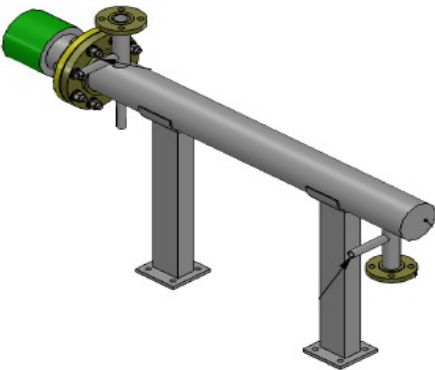

## INTERCAMBIADOR DE CALOR

<b>Designación:</b> Serpentes	
<b>Función:</b> Calentar la cámara de tratamiento C-1	
<b>Tipo:</b> Intercambiador de paso continuo de sección rectangular	
<b>Cantidad:</b> 12	
DATOS DE OPERACION	
<b>Material a procesar</b>	Aceite térmico
<b>Presión de vapor (barg)</b>	1 - 8
<b>Area de transferencia (m<sup>2</sup>)</b>	0,5
DATOS DE CONSTRUCCION	
<b>Material ductos</b>	Acero Carbono A42
<b>Sección tubular (mm)</b>	30x20
<b>Largo y ancho total del intercambiador (mm)</b>	525x780
<b>Cantidad de pasos</b>	12
<b>Presión de prueba (barg)</b>	14



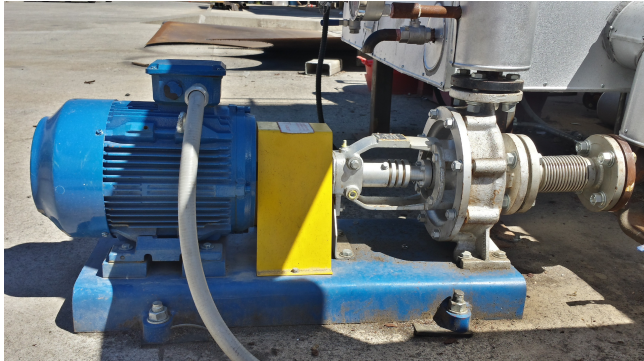
Ficha A.3.6. Muestra datos técnicos más importantes de los serpentines.

<b>INTERCAMBIADOR DE CALOR</b>	
<b>Designación:</b> Intercambiador eléctrico	
<b>Función:</b> Aumentar la temperatura del aceite térmico	
<b>Tipo:</b> Calentador de paso continuo	
<b>Cantidad:</b> 1	
DATOS DE OPERACION	
<b>Material a procesar</b>	Aceite térmico
<b>Potencia térmica (kW)</b>	20
<b>Temperatura de resistencias, °C</b>	300
<b>Area de transferencia (m<sup>2</sup>)</b>	0,42
DATOS DE CONSTRUCCION	
<b>Material del ducto</b>	Acero inoxidable 304

Ficha A.3.7. Muestra datos técnicos más importantes para el intercambiador eléctrico.

<b>BOMBA CENTRÍFUGA</b>	
<b>Designación:</b> Bomba	
<b>Función:</b> Elevar la presión del aceite	
<b>Tipo:</b> Centrífuga	
<b>Cantidad:</b> 1	
DATOS DE OPERACION	
<b>Material a procesar</b>	Aceite térmico
<b>Caudal (m<sup>3</sup>/h)</b>	12
<b>Presión (m)</b>	40
DATOS DE EQUIPO	
<b>Diámetro rodete (mm)</b>	190
<b>Eficiencia (%)</b>	39
<b>Potencia motor eléctrico (kW)</b>	5,5
<b>Velocidad (rpm)</b>	2900
<b>Diámetro nominal succión (mm)</b>	50
<b>Diámetro nominal descarga (mm)</b>	32



Ficha A.3.8. Muestra datos técnicos más importantes de la bomba centrífuga

Anexo 4: Curvas características de la bomba centrífuga instalada en la planta (B-1)

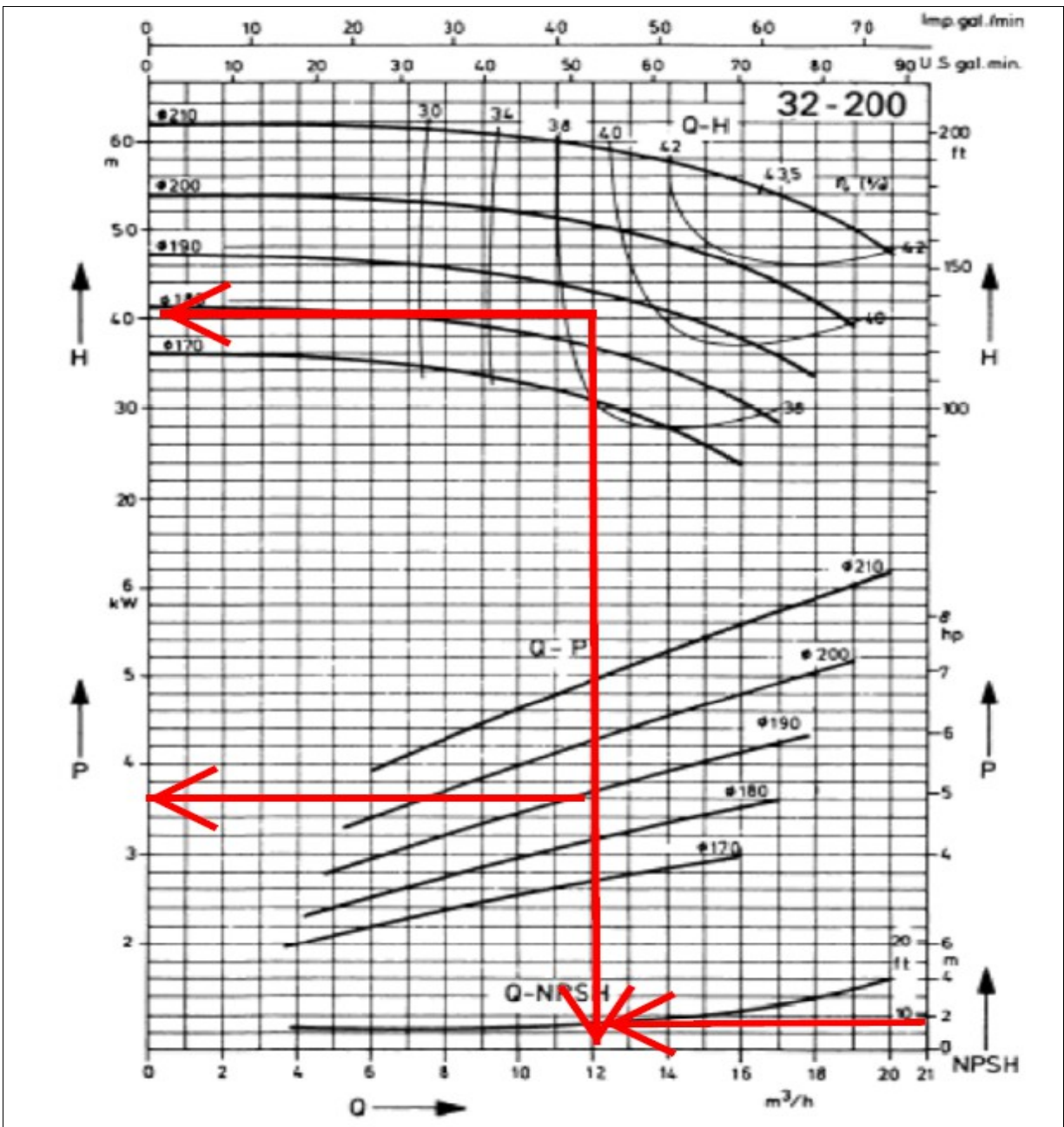


Gráfico A.4.1: Muestra las curvas características de la bomba centrífuga. En ella se puede ver que se obtuvo su caudal nominal de 12 (m<sup>3</sup>/h).

## REFERENCIAS

- Cengel, Y. (2007). *Transferencia de calor y masa: Un enfoque práctico*. University of Nevada, Reno. McGraw-Hill.
- Potter M., Wiggert D. (2002). *Mecánica de fluidos*. Michigan State University. Ediciones Thomson.
- Perry, R. *Manual del ingeniero químico*. McGraw-Hill.
- ISO 5167-2. Measurement of fluid by means of pressure differential devices inserted in circular-cross section conduits running full. Francia, 2003. 56 p.
- *MANTENIMIENTO de bombas centrífugas*. [En línea]. <<http://es.scribd.com/doc/39167116/06-Mantenimiento-de-Bombas-Centrifugas>> [Consulta: 20 de Diciembre de 2014].
- KATRES. Cámaras de tratamiento térmico. [En línea]. <<http://www.katres.cz/es/cl/productos/camaras-de-tratamiento-termico/>> [Consulta: 20 de Noviembre de 2014].
- Bozzo, F. Determinación de coeficientes convectivos en el exterior de evaporadores de refrigeración mediante simulación. Memoria de título (Ingeniería Civil Mecánica). Santiago, Chile. Universidad de Chile, 2011. 107 p.
- Fonseca, L. Riveros, L. Diseño térmico y mecánico de intercambiadores de calor de casco y tubo. Tesis (Ingeniería Mecánica). Bucaramanga, Colombia. Universidad Industrial de Santander, 2009. 219 p.