

UNIVERSIDAD DEL BÍO-BÍO
FACULTAD DE INGENIERÍA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



**EVALUACIÓN TÉCNICA ECONÓMICA PARA OPTIMIZAR RED DE DISTRIBUCIÓN
DE VAPOR Y RED DE RETORNO CONDENSADO EN EMPRESA ASERRADEROS
CHOLGUÁN S.A.**

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

Profesor Guía:

Sr. Jorge Gatica Sánchez

Saúl Jara Torres

CONCEPCIÓN - CHILE

2017

Resumen

En el presente trabajo tiene como objetivo optimizar red de distribución de vapor y red de retorno de condensado en empresa Aserraderos Cholguán.

Se comienza el estudio realizando una caracterización del sistema, detallando componentes utilizados para el proceso de secado de la madera.

Se procede a evaluar de manera técnica dichos componentes, analizando procesos de secado, diámetro de cañerías, caídas de presión, dilatación térmica, capacidad de drenar el condensado generado en las cámaras, cavitación de bombas y aislación.

En conjunto con el análisis técnico se evalúa si las características y funcionamiento de los componentes son los adecuados, mediante material de referencias bibliográficas, herramientas o softwares de cálculo, mediciones e inspecciones y registros de fallas de la unidad.

Se identifican componentes y configuraciones deficientes dentro del sistema. Se observa que la cantidad de trampas en la línea principal es insuficiente, la línea de vapor presenta inclinaciones y derivaciones inadecuadas, las trampas de vapor para calefactores de tina tienen una capacidad deficiente para drenar el condensado, existe contra presión en el drenado de condensado del sector de tinas y sistema de atemperación funciona de manera intermitente.

Se presentan propuestas para eliminar dichas deficiencias, se cotizan componentes y servicios.

Se realiza un análisis de costos de los componentes que presentan un mal funcionamiento en la empresa, mediante registros por mantenciones correctivas y registros de tiempos muertos causados por problemas detectados.

Finalmente se cumple el objetivo de este trabajo, presentando propuestas para mejorar deficiencias detectadas, sugiriendo principalmente seleccionar nuevos equipos para mejorar la capacidad de descarga de condensado en calefactores de tinas, además de equipos y nueva configuración para el sistema de atemperación.

Nomenclatura

Las siguientes tablas presentan información de variables utilizadas. Existen variables que no fueron agregadas por su fácil interpretación.

Símbolo	Significado	Unidad de medida
U	Coeficiente global de transferencia de calor	$(W/(m^2 K))$
Q	Calor	<i>kW</i>
\dot{m}	Flujo de aire	<i>kg/s</i>
c_p	Calor específico	$kJ/(kg K)$
T	Temperatura	°C
A	Área transferencia de calor	m^2
DT	Diferencia de temperatura	°C
EXP	Exponencial	
Re	Número de Reynolds	
v	Velocidad	<i>m/s</i>
l	Distancia desde borde placa	<i>m</i>
ν	Viscosidad cinemática	m^2/s
Pe	Número de Peclet	
Pr	Número de Prandtl	
Nu	Número de Nusselt	
α	Coeficiente de convección	$W/(m^2 K)$
λ	Conductividad térmica	$W/(m K)$
d	Diámetro de cañerías	<i>m</i>
n – RPM	Revoluciones por minuto	<i>Revoluciones/min</i>
\dot{Q}	Caudal	m^3/h
D	Diámetro rodete bombas	<i>m</i>
B	Bernoulli	<i>m</i>
Perd	Pérdidas de carga entre dos puntos	<i>m</i>
γ	Peso específico	N/m^3
Z	Cota de altura	<i>m</i>
g	Aceleración de gravedad	m/s^2
P	Presión	<i>bar</i>
NPSH	Altura neta de succión positiva	<i>m</i>

<i>TBS</i>	Temperatura bulbo seco	$^{\circ}C$
TBH	Temperatura bulbo húmedo	$^{\circ}C$
<i>W</i>	Humedad específica	kg_{va}/kg_{as}
<i>h</i>	Entalpía	kJ/kg
ρ	Densidad	kg/m^3
ϕ	Humedad relativa	%
<i>AM</i>	Área transferencia calor madera	m^2
<i>AP</i>	Área palillos para transferencia de calor	m^2
PCI	Poder calorífico inferior	$kcal/kg$
C	Costo	\$
<i>t</i>	Tiempo	s, min, h
<i>f</i>	Coefficiente de fricción	
<i>x</i>	Humedad base seca	%
<i>rend</i>	Rendimiento	%
<i>H</i>	Altura	m
<i>N</i>	Potencia	kW
<i>L</i>	Largo	m
A	Altura nivel tanque de condensado	m
ACT	Tecnología de secado acelerado	
ACT-H	Tecnología de secado híbrido	
HT	Tecnología de secado alta temperatura	

Subíndice

Símbolo	Significado
0	Cota inicial o punto o
<i>L</i>	Cota final
∞	Referido a temperatura ambiente
<i>r</i>	Referencia

<i>p</i>	pared
<i>e</i>	Entrada de succión o punto e
<i>sat</i>	Saturación
<i>disp</i>	Disponible
<i>req</i>	Requerido
<i>atm</i>	Atmosférica
<i>ah</i>	Aire húmedo
<i>a</i>	Aire seco
<i>v</i>	Vapor
<i>s</i>	Superficie
<i>paq</i>	Paquetes
<i>caras</i>	Caras de la madera
<i>calef</i>	Calefacción
<i>fg</i>	Referido a la entalpia de vaporización
<i>comb</i>	Combustible
<i>unit</i>	Unitario
<i>op</i>	Optimo
<i>ret. inv</i>	Retorno de inversión

INDICE

Capítulo N° 1: Introducción	1
1.1 Origen del tema:	2
1.2 Objetivos:.....	3
1.2.1 Objetivo General:	3
1.2.2 Objetivos específicos:.....	3
1.3 Maderas Arauco S.A.....	4
Capítulo N° 2: Marco Teórico.....	5

2.1 Calderas de vapor:.....	5
2.2 Dimensionamiento de cañerías.....	5
2.3 Absorción de dilatación	5
2.4 Válvulas	6
2.5 Filtros.....	6
2.6 Trampas de vapor.....	6
2.6.1 Consideraciones básicas para selección de trampas de vapor:.....	6
2.6.2 Medición electrónica:.....	7
2.7 Aislación	7
2.8 Transferencia de calor	8
2.8.1 Conducción	8
2.8.2 Convección	8
2.9 Turbomáquinas generadoras	8
Capítulo N° 3: Caracterización red de vapor y retorno de condensado.....	9
3.2 Caldera.....	9
3.3 Manifolds	9
3.4 Cañería.....	10
3.5 Válvulas	11
3.6 Filtros e indicadores de flujo	12
3.7 Cámaras de secado.....	13
3.8 Calefactores y tinas de vaporización.....	14
3.9 Trampas de vapor.....	14
3.10 Estanques de condensado.....	15
3.11 Sistema de ventilación	16
3.12 Bombas de retorno de condensado y atemperador.....	17
Capitulo N°4: Estudio Técnico	17
4.1 Sicrometría	18

4.1.1	Temperatura de bulbo seco del aire (TBS):	18
4.1.2	Temperatura de bulbo húmedo del aire (TBH):	19
4.1.3	Humedad relativa ϕ :	19
4.1.4	Humedad específica (w):	19
4.1.5	Entalpía (h):	19
4.1.6	Ciclos sicrométricos.....	19
4.2	Evaluación capacidad de calefacción y flujo de vapor.....	20
4.2.1	Ejemplo de cálculo para una carga cámara ACT.....	20
4.2.2	Propiedades físicas del aire:.....	21
4.2.3	Coeficiente de transferencia de calor	22
4.2.4	Cálculo área transferencia de calor y área para el flujo de aire:	23
4.2.5	Flujo de aire	24
4.2.6	Flujo de evaporación	24
4.2.7	Flujo de renovación de aire mediante mezcla adiabática.....	24
4.2.8	Balance de masa.....	25
4.2.9	Balance de energía	25
4.2.10	Calor de calefacción	25
4.3	Consideraciones para análisis posteriores.....	26
4.4	Evaluación diámetro cañerías.....	32
4.4.1	Ejemplo de cálculo	32
4.5	Dilatación térmica	34
4.5.1	Sistemas que absorben dilatación en la línea.....	35
4.6	Trampas de vapor.....	36
4.6.1	Método para estimar flujo de vapor	38
4.6.2	Flujo de vapor promedio o régimen.	39
4.6.3	Flujo de vapor crítico o peak.....	43
4.7	Evaluación cañería de condensado	44

4.8 Evaluación de aislación.....	46
4.9 Cavitación.....	54
4.9.1 Cálculo del coeficiente de fricción (f) del ducto de entrada.	56
4.9.2 Determinación del peso específico (γ) del fluido:	57
4.9.3 Pérdidas de carga	57
4.9.4 Presión de entrada (P_e),	58
4.9.5 Cálculo del NPSH disponible en la bomba:	58
4.9.6 NPSHrequerido	58
Capítulo N°5: Problemas y soluciones	61
5.1 Ubicación de las trampas.....	61
5.2 Inclinación.....	62
5.3 Selección Trampas de vapor	63
5.4 Golpe de ariete	63
5.5 Contra presión	65
5.6 Distribución de vapor	67
5.7 Problemas con el atemperador	68
Capítulo N° 6: Análisis económico	71
6.2 Tiempo muerto.....	74
6.3 Trampas para tinas	76
6.4 Evaluación económica	77
Capítulo N°7 Conclusiones.	83
7.1 Bibliografía.....	85
Capitulo N°8: Anexos.....	86
8.1 Anexo A	86
8.1.1 Clasificación de Calderas	86
8.1.2 Selección de calderas	86
8.1.3 Capacidad de la caldera	86

8.1.4 Combustible:	87
8.1.5 Emisiones.....	87
8.1.6 Rendimiento de la caldera	87
8.1.7 Tratamientos del agua de la caldera.....	87
8.1.8 Datos mínimos necesarios para calderas	88
8.2 Anexo B	88
8.2.1 Cañerías.....	88
8.3 Anexo C	94
8.4 Anexo D	96
8.4.1 Diferencia de presión en trampas	96
8.4.2 Tipos de falla en trampas de vapor.....	96
8.4.3 Tipos de evaluación para el funcionamiento trampas de vapor	97
8.5 Anexo E	98
8.5.1 Convección	98
8.5.2 Coeficiente global de transferencia de calor	101
8.5.3 Ecuaciones generales	103
8.5.4 Números adimensionales	104
8.5.6 Convección forzada.....	105
8.5.7 Flujo por exterior de cuerpos.....	106
8.6 Anexo F	106
8.6.1 Potencia mecánica (<i>Neje</i>):.....	107
8.6.2 Potencia de fluido (<i>Nf</i>):	108
8.6.3 Rendimiento de la máquina:	108
8.6.4 Curvas características.....	108
8.6.5 Net positive suction heigth (NPSH), o Altura neta de succión positiva (ASPN).	109
8.6.6 Cavitación	110
8.6.7 Leyes de semejanza.....	111

8.6.8 Dimension de calefactores	113
8.7 Anexo H.....	115
8.7.1 Nuestra Visión.....	115
8.7.2 Nuestros Valores.....	115
8.7.3 Productos.....	116
8.8 Anexo I	118
8.9 Anexo J.....	121
8.9.1 Datos calefactor	125
8.9.2 Área de transferencia de calor.....	125
8.9.3 Coeficiente convectivo.....	125

Tablas

Tabla 3.1: Características caldera complejo Maderas Arauco (Fuente: información provista por planta de energía).....	9
Tabla 3.2: Cantidad de válvulas (Fuente: Información otorgada por personal correspondiente).....	11
Tabla 3.3: Trampas de vapor existentes (Fuente: Elaboración propia)	15
Tabla 4.1: Evolución del flujo de vapor mediante simulación (Fuente: Simulador secado)27	
Tabla 4.2: Flujos de vapor unidad de secado Aseraderos Cholguán (Fuente: Planta de energía)	28
Tabla 4.3:Representación simulación Rip 24 mm (Fuente: Simulador Secado)	30
Tabla 4.4: Caída de presión manifolds línea de secado (Fuente: Elaboración propia)	34
Tabla 4.5: Distancia entre trampas unidad de secado (Fuente: elaboración propia)	37
Tabla 4.6: Flujo de vapor mediante potencia térmica instalada (Fuente: Elaboración propia)	39
Tabla 4.7: Flujo de vapor promedio distribuido equitativamente (Fuente: Elaboración propia)	40
Tabla 4.8: Condensado para flujo de vapor promedio (Fuente: Elaboración propia)	40
Tabla 4.9: Condesado proveniente de tinas (Fuente: Elaboración propia)	41
Tabla 4.10: Condensado en manifolds (Fuente: elaboración propia)	42
Tabla 4.11: Flujo de vapor por línea principal (Fuente: elaboración propia)	42

Tabla 4.12: Flujo de vapor peak distribuido equitativamente (Fuente: elaboración propia)	43
Tabla 4.13 : Condensado en momentos de mayor consumo (Fuente: Elaboración propia)	43
Tabla 4.14: Condensado en manifold para un mayor consumo (Fuente: Elaboración propia).	44
Tabla 4.15: Dimensiones cañerías de condensado consumos promedio, peak y real (Fuente: elaboración propia)	45
Tabla 4.16: Valores caños premoldeados lana mineral (Fuente: AYRSA)	49
Tabla 4.17: Pérdidas aislación para cañería DN 200 (8 pulg) (Fuente: elaboración propia)	49
Tabla 4.18: Pérdidas aislación para cañería DN 250 (8 pulg) (Fuente: elaboración propia)	50
Tabla 4.19: Resultados aislación para cañería DN 200 (8 pulg) (Fuente: elaboración propia)	50
Tabla 4.20: Resultados aislación para cañería DN 250 (10 pulg) (Fuente: elaboración propia)	51
Tabla 4.21: Resultados (Fuente: Elaboración propia)	59
Tabla 4.22: Resultados (Fuente: Elaboración propia)	59
Tabla 4.23: Resultados (Fuente: Elaboración propia)	60
Tabla 6.1: Costo específico unidad de secado (Fuente: SAP, Elaboración propia)	73
Tabla 6.2: Costo por mantención correctiva asociado al problema de tinas (Fuente: Sap, Elaboración propia)	73
Tabla 6.3: Promedio costo anual distintas tecnologías de secado (Fuente: Elaboración propia)	73
Tabla 6.4: Evaluación de costos considerando o no propuestas (Fuente: Elaboración propia)	74
Tabla 6.5: Tiempo muerto asociado a problema detectado (Fuente: SAP, Elaboración propia)	74
Tabla 6.6: Promedio tiempos muertos por tecnología de secado (Fuente: Elaboración propia)	75
Tabla 6.7: Evaluación propuesta a problema detectado (Fuente: Elaboración propia)	75
Tabla 6.8: Costo de tiempo muerto referido a tinas con sólo una trampa (Fuente: Administración Aserraderos Cholguán)	76

Tabla 6.9: Flujo proyecto N°1 (Fuente: Elaboración propia).....	77
Tabla 6.10: Flujo de caja N°1 (Fuente: Elaboración propia).....	78
Tabla 6.11: Indicadores económicos N°1 (Fuente: Elaboración propia).....	78
Tabla 6.12: Flujo proyecto N°2 (Fuente: Elaboración propia).....	79
Tabla 6.13: Flujo de caja N° 2 (Fuente: Elaboración propia).....	79
Tabla 6.14: Indicadores económicos N° 2 (Fuente: Elaboración propia).....	79
Tabla 6.15: Costos por mantención preventiva sin y con proyecto de prueba (Fuente: SAP, Elaboración propia).....	80
Tabla 6.16: Costos por tiempo muerto sin y con proyecto de prueba (Fuente: SAP, Elaboración propia).....	80
Tabla 6.17: Flujo de proyecto versión de prueba (Fuente: Elaboración propia).....	80
Tabla 6.18: Flujo de caja proyecto de prueba (Fuente: Elaboración propia).....	81
Tabla 6.19: Indicadores económicos proyecto de prueba (Fuente: Elaboración propia)...	81
Tabla B.1: Normas de Fabricación para cañerías (Fuente: Sistemas de transporte de vapor y condensado, Hernando Cornejo, 2013).....	88
Tabla B.2: Dimensiones de cañerías de acero ASTM A-53(Fuente:[15]).	89
Tabla B.3: Dimensiones de cañerías de acero ASTM A 106(Fuente[15]).....	90
Tabla C.1: Tipos de válvulas (Fuente: Sistemas de transporte de vapor y condensado, Hernando Cornejo, 2013)	94
Tabla C.2: Válvulas de Aserraderos (Fuente: Información otorgada por personal correspondiente).....	95
Tabla D.1: Base de funcionamiento de trampas de vapor (Fuente: Secado de Madera, José Pezo, 2007).....	96
Tabla D.2: Características Trampas de vapor (Fuente: Secado de Madera, José Pezo) .	97
Tabla H.1: Productos Maderas Arauco (Fuente: www.arauco.cl).....	116
Tabla H.2 Especies: Especies Aserraderos Cholguán (Fuente: Unidad de secado)	117

Figuras

Figura 2.1:TLV TM5 (Fuente:[7]).....	7
Figura 3.1: Manifold para cámaras 1,2 y 3 (Fuente: elaboración propia).....	10
Figura 3.2: Válvula de compuerta (Fuente: Propia).....	11
Figura 3.3: Válvula de pistón Kliger (Fuente: Propia)	11
Figura 3.4: Válvula reguladora de presión (Fuente: elaboración propia)	12

Figura 3.5:Esquemas línea de drenaje de condensado calefactores (Fuente:Elaboración propia)	12
Figura 3.6:Cámaras de secado Mahild (Fuente:[2])	14
Figura 3.7:Calefactores cámaras (Fuente:[2])	14
Figura 3.8:Calefactores Tinas (Fuente:[2])	14
Figura 3.9:Estanques de condensado N°1 y N°2(Fuente: Elaboración propia)	15
Figura 3.10: Ventilador cámaras de secado,(Fuente:[3])	16
Figura 3.11:Deflectores cámaras de secado(Fuente:[3])	16
Figura 3.12:Ventilas en cámaras de secado(Fuente:[3])	16
Figura 3.13: Bomba Vogt H 625 (Fuente:Elaboración propia)	17
Figura 4.1: Representación gráfica ciclo de secado para madera.(Fuente: [21])	20
Figura 4.2:Ciclo psicométrico para secado de madera.(Fuente:[21])	20
Figura 4.3:Ejemplo carga para cámara de secado(Fuente:[2])	21
Figura 4.4: Flujo de vapor 9 cámaras en simultáneo (Fuente: Elaboración Propia)	29
Figura 4.5: Flujo de vapor para 9 cámaras con desfase de 1 hora (Fuente: Elaboración propia)	30
Figura 4.6: Recomendación para ubicación de trampas (fuente: Elaboración propia)	36
Figura 4.7: Capacidad de descarga trampa TLV J5X-21 (Fuente:[7])	37
Figura 4.8: Distribución de trampas para calefactores al interior de las cámaras (Fuente: elaboración Propia)	38
Figura 4.9: Representación gráfica coste espesor aislante (Fuente:[4])	46
Figura 4.10: Representación gráfica sistema retorno de condensado (Fuente: Elaboración propia)	54
Figura 5.1: Ejemplo inclinación inadecuada para línea de distribución de vapor (Fuente: Elaboración propia)	62
Figura 5.2: Daños protector de aislación debido a golpes de ariete (Fuente: Elaboración propia)	62
Figura 5.3: Flotador de trampa afectado por golpe de ariete. (Fuente: Elaboración propia)	64
Figura 5.4: Válvula anticongelamiento (Fuente:[7])	66
Figura 5.5: Equipos para contrapresión (Fuente:[7])	66
Figura 5.6: Extracciones de vapor deficientes (Fuente: Elaboración propia)	67
Figura 5.7: Recomendación Spirax Sarco (Fuente:[8])	67
Figura 5.8: Sistema atemperador (Fuente: Elaboración propia)	68

Figura 5.9: Bomba atemperador (Fuente: Elaboración propia).....	69
Figura 5.10: Variables línea principal de vapor (Fuente: Elaboración propia).....	69
Figura 5.11: Variables línea principal (Fuente: Elaboración propia)	70
Figura 5.12: Diagrama atemperación (Fuente: Elaboración propia).	71
Figura B.1: Dimensionamiento de cañerías de vapor mediante criterio de velocidad (Fuente:[5])	91
Figura B.2: Dimensionamiento de cañerías de vapor mediante criterio caída de presión (Fuente: [5])	91
Figura B.3: Dimensionamiento de cañerías de condensado (Fuente: [5])	92
Figura B.4: Longitud equivalente de cañería (m) para válvulas en cálculo de caída de presión (Fuente: [5]).....	92
Figura B.5: Longitud equivalente para accesorios (Fuente: [5])	93
Figura B.6: Longitud equivalente para accesorios (Fuente: [5])	93
Figura E.1: Placas planas en serie (Fuente: [20])	99
Figura E.2: Cilindros en serie. (Fuente: [20]).....	99
Figura E.3:Placas en serie caso N°2.3 (Fuente:[20])	100
Figura E.4:Cilindros en serie caso N°2(Fuente: [20])	101
Figura E.5:Fluido con temperatura constante y fluido con variación de temperatura(Fuente: [20])	102
Figura E.6: flujo por exterior de un cuerpo cilíndrico (Fuente:[10])	106
Figura F.1: Representación gráfica instalación bomba centrífuga, (Fuente:[18]).....	107
Figura F.2: Curvas características para bombas, (Fuente:[18]).....	108
Figura F.3:Diagrama representativo cálculo NPSH (Fuente[19]).....	109
Figura F.4: Análisis cavitación para bombas, (Fuente:[19]).....	111
Figura F.5: Curvas características Bomba Vogth h 625(Fuente: [11])	114
Figura I.1: Instalación guías o soportes líneas de vapor (Fuente: [5])	118
Figura I.2: Expansión cañerías en milímetros (Fuente: [5])	118
Figura I.3: Información para macogas (Fuente: [5])	119
Figura I.4: Bucles de dilatación (Fuente: [5]).....	120
Figura I.5: Codo de dilatación (Fuente: [5])	120

Capítulo N° 1: Introducción

Aserradero Cholguán, es parte del complejo Maderas Arauco, conjunto de áreas dedicadas a generar productos de madera para su comercialización a distintos países.

Las áreas del complejo Maderas Arauco son las siguientes: Paneles Arauco, Vigas Laminadas y Aserraderos Cholguán.

En Aserradero Cholguán se trata el rollizo, donde se dimensiona para obtener productos de madera con distintas características y terminaciones.

La unidad de Secado en Aserraderos Cholguán consta de diez cámaras marca MAHILD, seis cámaras del tipo ACT ^[a], dos ACT-H ^[b] y una tipa HT ^[c] subdividida en dos cámaras, una unidad para secar y una segunda unidad para reacondicionar la madera (RECO ^[d]).

La caldera ubicada en Paneles Arauco genera energía y alimenta de vapor a distintos equipos dentro del complejo Maderas Arauco, las cámaras de secado son alimentadas con este vapor a temperatura de 200 ° C y una presión alrededor de los 14 bar (presión manométrica), este vapor es tratado para ser utilizado en las cámaras de secado, a la presión de 9 bar (presión manométrica) y temperatura de 180 °C aprox.

En el presente trabajo se evalúa la red de distribución de vapor y retorno de condensado, la evaluación es en aspectos de diseño, realizando un levantamiento de la red, analizando distintos puntos de interés y procurando entregar soluciones a dichos puntos, si es que fuere necesario.

Serán analizados costos por mantención y por tiempos muertos, referentes a ubicaciones que presenten fallas dentro del periodo 2016-2017. Estos costos son registrados en base de datos digital en Software SAP ^[e]. Se entregan posibles soluciones de los detalles o fenómenos que afecten el buen funcionamiento de la línea de distribución de vapor y retorno de condensado.

[a] ACT: Tecnología de secado acelerado; Temp. trabajo 80-100 °C; vel. aire 4-6 m/s.

[b] ACT-H: Tecnología secado Híbrido; Temp. trabajo 80-120°; vel. aire 2-8 m/s.

[c]HT: Tecnología de secado Alta Temperatura; Temp. trabajo 120-150°C; vel. aire 6-12 m/s.

[d]Reco: Lenguaje utilizado por personal de planta referido a cámara de reacondicionado.

[e]SAP: Software base de datos con significado "Sistema, aplicación y proceso".

1.1 Origen del tema:

La finalidad de la red de distribución de vapor y red de condensado en Aserraderos Cholguán, es alimentar con vapor y remover el condensado de 10 cámaras de secado de madera marca MAHILD, de las cuales dispone la empresa.

Aserraderos Cholguán desea evaluar técnicamente dicha red en búsqueda de mejoras para sus procesos, analizando previamente si sus componentes tienen las características para cumplir con un funcionamiento adecuado y suplir con las necesidades de sus 10 cámaras de secado, de diferentes tecnologías, funcionando con distintas características, tales como: presiones, temperaturas, potencia instalada, grado de utilización, volumen o capacidad de cada cámara, entre otros aspectos.

La empresa busca mejorar distintos sistemas dentro de la red como: atemperador del vapor, el cual tiene como función disminuir la temperatura del vapor sobrecalentado que viene desde la caldera, también revisar aspectos de diseño de la red de distribución de vapor y red de retorno de condensado, como inclinación, ubicación de trampas de vapor, acumulación de aire en la red, diferencia de presión en trampas, análisis de bombas, pérdidas, etc.

Lo mencionado anteriormente se analizará con base en registros que posee la empresa, inspecciones, mediciones y los cálculos que sean necesarios para comparar y validar estos registros con criterios teóricos.

Además de poder identificar los problemas que afectan a dicha unidad, se desea evaluar económicamente estos inconvenientes que conllevan a incidentes, como; tiempos muertos por reparación, mantención correctiva, costos en repuestos: válvulas, empaquetaduras y cañerías; así también retrasos en la producción, problemas de calidad de madera al detener un secador, entre otros aspectos.

1.2 Objetivos:

1.2.1 Objetivo General:

Evaluación técnica económica para optimizar red de distribución de vapor y de retorno condensado en empresa Aserraderos Cholguán S.A.

1.2.2 Objetivos específicos:

- a) Caracterizar la red de distribución de vapor y de retorno de condensado empresa Maderas Arauco S.A.
- b) Evaluar la red de distribución y retorno de condensado, basado en un estudio técnico y aspectos de diseño, esto mediante inspecciones, mediciones y registros que posee la empresa.
- c) Proponer alternativas de mejoramiento u optimización de la red, para beneficiar los procesos o disminuir posibles fenómenos que provoquen inconvenientes.
- d) Realizar una evaluación económica de las mejoras propuestas.

1.3 Maderas Arauco S.A

El negocio de Maderas consta de nueve aserraderos, seis plantas de remanufacturas y la operación y comercialización de dos plantas de terciados. Estas instalaciones configuran una capacidad productiva de 3,0 millones de metros cúbicos de aserrío, 2,1 millones de metros cúbicos de secado, 459 mil metros cúbicos de remanufactura y 710 mil metros cúbicos de terciados.

El área de Maderas elabora una amplia variedad de productos de madera y remanufacturados con distintos grados de terminación. Estos productos son comercializados en 46 países, cubriendo una multiplicidad de usos para las industrias. *(ver visión, Valores en Anexos H.)*

En etapas tempranas, la unidad de secado de Aserraderos Cholguán, contaba con seis secadores marca MAHILD de tecnología ACT, los cuales eran alimentados mediante una caldera propia del aserradero. A medida que la producción creció, fue necesario modificar la unidad de secado, agregando tres nuevas cámaras marca MAHILD, dos de ellas de tecnología ACT-H y una H-T que se subdivide en dos cámaras, una para el proceso de calentamiento y secado, junto a una cámara propuesta para el acondicionamiento de la madera luego de ser secada.

Al agregar estas nuevas cámaras, la distribución de vapor pasó a ser provista por parte de la planta de energía, ubicada en el área de Paneles Arauco.

La planta de energía, cumple la función de generar energía eléctrica para el complejo, vender excedentes al sistema interconectado y proveer de vapor a los distintos sistemas que lo necesiten. Aserraderos Cholguán recibe el vapor con un costo asociado, el precio del vapor es variable en función del precio del combustible y otras consideraciones que tenga la planta de energía, el valor promedio de una tonelada de vapor para el año 2016 fue de 10 US\$.

Capítulo N° 2: Marco Teórico

En este capítulo se describen brevemente componentes importantes del sistema, métodos de dimensionamiento y selección de componentes.

Los componentes son descritos en capítulo N° 2, mientras que los métodos son utilizados para evaluaciones en el capítulo N° 5.

En caso de ser necesario se agrega información complementaria en anexos, además de material de referencia, para el análisis técnico de componentes.

2.1 Calderas de vapor:

El objetivo de las calderas es producir vapor y en algunos casos producir agua caliente. El vapor se usa en la generación de potencia, calefacción y procesos industriales.

La caldera o generador de vapor tanto pirotubular como acuotubular incluyen: recipientes, tubos y sistemas para quemar combustible.

Se distinguen dos partes principales; Zona de combustión u hogar; donde se produce intercambio de calor por radiación y una zona de tubos donde el intercambio de calor es por convección (Material de apoyo en Anexo A).

2.2 Dimensionamiento de cañerías

Para dimensionar cañerías de vapor se utilizan los criterios de velocidad y de caída de presión. En el primer caso se recomienda velocidades de vapor del orden de 15 m/s a 40 m/s, mientras que el criterio de caída de presión destaca que se deben respetar las presiones requeridas por los equipos existentes en la red de vapor.

En el caso de las cañerías de condensado se recomienda considerar como masas de condensado aproximadamente el doble de la masa de vapor y una caída de presión de 8 mm cda/m (Material de apoyo en Anexo B).

2.3 Absorción de dilatación

En la red de distribución de vapor, la dilatación es un fenómeno que no se debe olvidar, ya que la cañería que conforma la red se encuentra expuesta a elevadas temperaturas, por lo cual se dilata. Para poder solucionar este problema es necesaria la instalación de juntas de dilatación en la red de vapor, para que estas puedan absorber deformaciones causadas por movimientos, cambios térmicos, esfuerzos de carga, golpes de ariete y asentamiento. También reduce ruidos mecánicos, aísla la vibración mecánica y compensa el alineamiento de la tubería (Material de apoyo Anexo I).

2.4 Válvulas

Una válvula es un instrumento mecánico de control para la industria. Debido a su diseño y materiales, las válvulas pueden abrir y cerrar, conectar y desconectar, regular, modular o aislar una enorme serie de líquidos y gases, desde los más simples hasta los más corrosivos o tóxicos (Material de apoyo Anexo C).

2.5 Filtros

Un filtro es un elemento mecánico usado para retener toda impureza que pueda tener el fluido. Su funcionamiento consiste en el paso del flujo a través de un cedazo, el cual está enrollado rígidamente en forma cilíndrica, no permite el paso de partículas extrañas en el flujo, se especifica para el material que se requiere, la presión y temperatura, el fluido y el tamaño de la tubería a la cual son conectados.

2.6 Trampas de vapor

Una trampa de vapor es una válvula automática cuya misión es descargar condensado sin permitir que escape vapor vivo. La principal función es drenar los condensados, manteniendo las condiciones de presión y temperatura del vapor requeridos en los procesos, eliminar el aire y otros gases no condensables, ya que el aire y los gases disminuyen el coeficiente de transferencia de calor. Se debe tener en cuenta además que el oxígeno y el dióxido de carbono son corrosivos en presencia de condensado (Material de apoyo Anexo D).

2.6.1 Consideraciones básicas para selección de trampas de vapor:

Para equipos que utilizan vapor, se recomienda los siguientes aspectos

- Trampear por separado, es decir cada calefactor con su propia trampa.
- Se recomienda utilizar factores de seguridad 2. El factor de seguridad depende del tipo de equipo que se drenará y la presión de operación.
- Descarga de trampas es función de:
 - i) Presión diferencial (presión entrada-Presión de salida).
 - ii) Tamaño del orificio.
 - iii) Temperatura del condensado.

Para trampas de vapor en líneas principales de distribución de vapor, se recomienda lo siguiente:

- Trampeo cada 30 o 50 metros.
- Considerar 10% del flujo de vapor como condensado.
- Presión diferencial.

2.6.2 Medición electrónica:

La medición electrónica, es un método, que implica la utilización de equipos por parte de los fabricantes de trampas de vapor, los cuales comparten la información correspondiente del comportamiento de sus trampas expuestas a ciertas condiciones, mediante análisis realizados en laboratorio. Para la medición electrónica se utiliza equipo que, analiza en primera instancia las trampas de vapor mediante temperatura y luego por ultrasonido.

Rigiéndose estos análisis por parámetros preestablecidos, para entregar diagnósticos del estado de las trampas de vapor, tales como: trampa en buen estado, trampa fugando (pequeña, mediana, gran fuga), soplando, bloqueada, baja temperatura y fallo de ajuste por temperatura. Este análisis es detallado en un informe, con el estado de la trampa y el detalle o plan de acción para cada uno de los casos.

Se utiliza equipo de medición TLV TM5 (Fig.2.1) certificado por "Lloyds Register Quality Assurance".



Figura 2.1:TLV TM5 (Fuente:[7])

2.7 Aislación

La aislación es un aspecto a considerar a la hora de transportar vapor, de modo que este pierda la menor cantidad de energía posible.

Los aislantes son materiales que oponen resistencia a la transferencia de calor, esto es posible debido a sus propiedades y composición, lo que los hace malos conductores de calor, por ende, al rodear una cañería de vapor hacen que la tubería mantenga su temperatura, perdiendo una pequeña porción de él.

2.8 Transferencia de calor

Para la evaluación de espesores de lana mineral presentes en las líneas de distribución de vapor, se tendrán en consideración los siguientes mecanismos de transferencia de calor (Material de apoyo Anexo E).

2.8.1 Conducción

Mecanismo presente en la transferencia de calor en sólidos, en que la energía se transfiere molécula a molécula; por efecto de gradientes internos de temperatura, sin desplazamiento de estas en su interior. Este mecanismo también es válido para fluido en escurrimiento laminar con transferencia de calor en el sentido transversal al escurrimiento y para fluidos en reposo, confinados en pequeños espacios en donde las moléculas no sufren desplazamiento relativo en el volumen.

2.8.2 Convección

Es el mecanismo de transferencia de calor que tiene lugar por contacto superficie-fluido cuando ambos se encuentran a temperaturas distintas.

Cuando el movimiento del fluido es provocado por algún agente externo (bomba, ventilador, etc.) se trata de un problema de Convección forzada.

Si el movimiento del fluido es causado por fuerzas de empuje, provocado por una diferencia de densidades a raíz de una diferencia de temperatura, se trata de un problema de Convección natural.

A su vez, en ambos fenómenos, es posible tener escurrimiento laminar, cuando las partículas se mueven paralelamente a la superficie sin mezclarse o turbulento, cuando las partículas se mueven aleatoriamente y la velocidad varía continuamente en dirección y magnitud, aún en régimen permanente.

2.9 Turbomáquinas generadoras

El objetivo de las turbomáquinas generadoras, como bombas o ventiladores, es transformar potencia mecánica en potencia de fluido.

Se fundamentan en el teorema del momento de la cantidad de movimiento y se usan fundamentalmente para transportar líquidos y gases aproximadamente incompresibles.

Un fluido se puede considerar incompresible si su densidad no varía en forma significativa con respecto a su valor normal o estándar (Material de apoyo anexo F).

Capítulo N° 3: Caracterización red de vapor y retorno de condensado.

El secado de madera agrega valor al producto final, obteniendo una mejora en sus propiedades y una mayor facilidad para ser trabajada en los distintos procesos de remanufactura.

En este capítulo se detallan componentes utilizados para el proceso de secado de la madera, en la línea de distribución de vapor de retorno de condensado.

3.2 Caldera.

Como es mencionado en el capítulo N° 1 (Introducción), la caldera que suministra vapor a la unidad de secado pertenece a Paneles Arauco, por este motivo la información para equipos en esta empresa es limitada. Se requieren permisos especiales para mayor información, algunas características son presentadas en Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Características caldera complejo Maderas Arauco (Fuente: información provista por planta de energía)

Datos	
Nombre del fabricante	FOSTER WHEELER
Número de fabricación	01
Año de fabricación	2001
Tipo de Caldera	ACUOTUBULAR
Superficie de calefacción	948 m^2
Presión máxima de trabajo	83,6 Bar (manométrica)
Producción de vapor	185 Ton/h
Temperatura del vapor	490°C
Tipo de combustible empleado	BIOMASA
Consumo de combustible	4.500 m^3 /dia
Tipo de aislación térmica	Lana mineral
Sistema de tratamiento de agua de alimentación	Planta desmineralizadora

3.3 Manifolds

Aserraderos Cholguán dispone de 4 manifolds de 250 mm (10") de diámetro (fig.3.1), los cuales son distribuidos de la siguiente forma:

- Para las cámaras número 1, 2 y 3 (cámaras de secado Mahild de tecnología ACT) existe un manifold que los suministra de vapor.

- Para las cámaras 4,5 y 6 (cámaras de secado Mahild de tecnología ACT) existe un manifold que las suministra de vapor.
- Para las cámaras 7 y 8 (cámaras Mahild de tecnología ACT-H) existe un manifold que las suministra de vapor.
- Para la cámara 9 (cámara marca Mahild de tecnología HT) existe un manifold que la suministra vapor.

Observación: La cámara 9 se subdivide en dos cámaras, una para las fases del proceso de calentamiento y secado propiamente tal, mientras que la segunda cámara (Reco) se utiliza para acondicionar la madera, esta cámara es alimentada directamente de la línea con vapor.



Figura 3.1: Manifold para cámaras 1,2 y 3 (Fuente: elaboración propia)

3.4 Cañería

Como se menciona en el apartado 1.3, Aserraderos Cholguán contaba con una caldera propia y el piping para 6 cámaras de secado tecnología ACT. Se modificó el piping existente para las nuevas cámaras de secado.

Será mencionada la línea principal, donde el vapor es distribuido a cada Manifold, para luego alimentar cada uno de los puntos necesarios dentro de los secadores.

Las cañerías principales de vapor están bajo la norma ASTM A106 con un diámetro de 250 mm (10") y Schedule 40. Como la línea fue modificada, se agregó cañería que viene desde paneles Arauco, línea bajo la Norma ASTM A106 Schedule 40 con un diámetro de 200 mm (8"), conectada con la antigua red de vapor, el espesor del aislante (lana mineral) para las cañerías es de 50 mm.

Al igual que la línea de vapor, la de condensado tiene dos dimensiones, 8" para el retorno de condensado por piping existente. Para línea principal con dirección a Paneles Arauco, la dimensión es 4" ambas bajo la Norma ASTM A53 schedule 40, con un espesor de aislante de 50 mm.

En plano de Anexo K, representa gráficamente el tramo viene de Paneles Arauco desde el punto N°1 hasta el punto N°3, donde se conecta con la línea existente.

3.5 Válvulas

La tabla N°3.1 presenta las válvulas en sector de manifolds (Válvula de compuerta Fig.3.2, válvula de pistón Fig. 3.3). Además de las válvulas presentadas, se incluyen válvulas antirretorno o retención marca Ritag-Armaturen con dimensiones DN 40 y DN 100, ubicadas en las líneas de retorno de condensado dentro de las cámaras de secado, además una válvula reguladora de presión, Válvula marca Valtek (Fig.3.4) con un diámetro de 150 mm (6") #300 modelo Mark One.

Tabla 3.2: Cantidad de válvulas (Fuente: Información otorgada por personal correspondiente)

Tipo/ características	Cantidad
Globo DN 65 Pn 16	4
Globo DN 65 Pn 40	4
Globo DN 80 Pn 16	16
Globo DN 80 Pn 40	16
Globo DN 100 Pn 16	8
Globo DN 100 Pn 40	8
Compuerta 10	4
Pistón DN 100	6



Figura 3.2: Válvula de compuerta (Fuente: Propia)



Figura 3.3: Válvula de pistón Klinger (Fuente: Propia)



Figura 3.4: Válvula reguladora de presión (Fuente: elaboración propia)

3.6 Filtros e indicadores de flujo

El circuito posee un total de 28 filtros para válvulas en los Manifolds (Fig. 3.1), 53 filtros para trampas de vapor y 39 mirillas de vidrio dentro de las cámaras de secado (Fig.3.5).

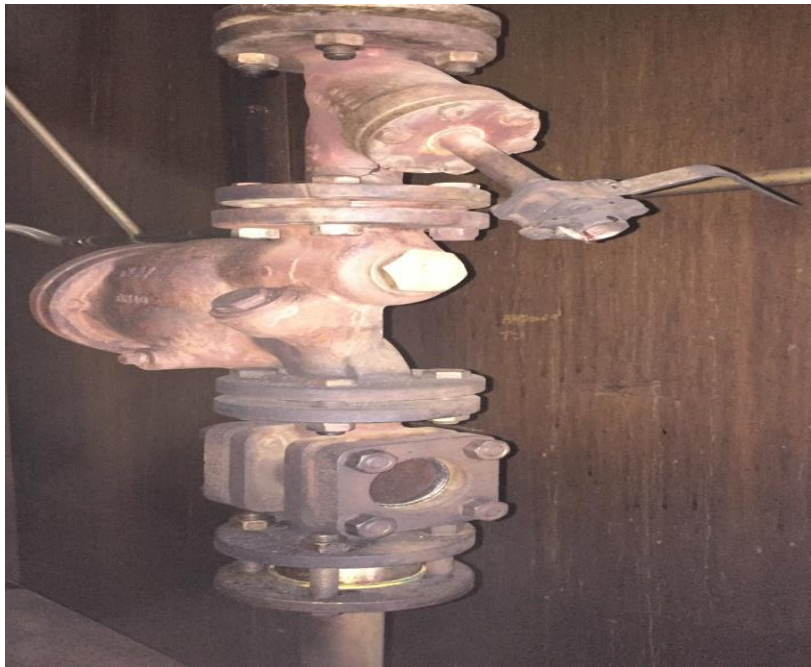


Figura 3.5:Esquemas línea de drenaje de condensado calefactores (Fuente:Elaboración propia)

3.7 Cámaras de secado

Aserraderos Arauco es propietario de 10 cámaras utilizadas para el proceso de secado (Fig.3.6), en la planta se presentan tres modelos, los cuales son los siguientes:

- Modelo ACT: secado acelerado cuya potencia unitaria instalada aproximada es de 36 kW/m^3 ; Temperatura de trabajo: $80 \text{ a } 100^\circ \text{ C}$, se presentan en las cámaras un rango de velocidad de aire amplio, debido a que están conectados a variadores de frecuencia con los que se puede regular su velocidad; velocidad de aire: $4 \text{ a } 6 \text{ m/s}$; tiempo de secado para madera de pino radiata con un espesor de 40 mm aproximado: $35 \text{ a } 50 \text{ hrs}$; consumo: $24 \text{ a } 30 \text{ kW/m}^3$. Las cámaras tipo ACT tienen un largo de 26.800 mm con un alto de 6.600 mm y un ancho de 5.500 mm .
- Modelo ACT-H: secado Híbrido, potencia unitaria instalada aproximada es de 60 kW/m^3 ; Temperatura de trabajo: $80 \text{ a } 120^\circ \text{ C}$; velocidad de aire: $2 \text{ a } 8 \text{ m/s}$; tiempo de secado para madera de espesor 40 mm aproximado: 32 hrs ; consumo: $32 \text{ a } 40 \text{ kW/m}^3$. Las cámaras tipo ACT-H tienen un largo de 26.800 mm , con un alto de 6.600 mm y un ancho de 6.400 mm de ancho
- Modelo HT: secado alta temperatura, potencia unitaria instalada aproximada es de 80 kW/m^3 ; Temperatura de trabajo: $120 \text{ a } 150^\circ \text{ C}$; velocidad de aire: $6 \text{ a } 12 \text{ m/s}$; tiempo de secado para madera de espesor 40 mm aproximado: 18 hrs ; consumo: 85 kW/m^3 . La cámara tipo HT tienen un largo de 26.800 mm un alto de 6.600 mm y un ancho de 6.400 mm . La cámara Reco tienen un largo de 26.800 mm de largo con un alto de 5.230 mm y un ancho de 4.740 mm de ancho

El largo es considerado por la estructura de las cámaras, el alto desde el piso hasta el techo sin considerar altura de ventilas y el ancho de las cámaras es el ancho interior de las mismas.

Cada cámara cuenta con 10 ventilas en el techo, encargadas de incorporar aire exterior que es mezclado con el aire que circula en el interior. Además de 10 ventiladores por cámara con una potencia de 15 KW para cámaras del tipo ACT y 30 KW para cámaras del tipo ACT-H y HT.



Figura 3.6 :Cámaras de secado Mahild (Fuente:[2])

3.8 Calefactores y tinas de vaporización

Cada cámara de secado cuenta con 10 calefactores con tubos aletados (Fig.3.7), ubicados en la parte superior de las cámaras de secado, 2 calefactores en las tinas (Fig. 3.8) y una con tinas de vaporización, las cuales son utilizadas para el proceso de calentamiento y acondicionado en el proceso de secado.



Figura 3.7:Calefactores cámaras
(Fuente:[2])



Figura 3.8:Calefactores Tinas (Fuente:[2])

3.9 Trampas de vapor

Se cuenta con 88 trampas de vapor distribuidas dentro de las cámaras, en los manifolds, tinas y línea de distribución de vapor. La tabla 3.3 muestra una descripción breve de las trampas existentes en la unidad de secado.

Tabla 3.3: Trampas de vapor existentes (Fuente: Elaboración propia)

Trampa de vapor mecánicas (tipo flotador)	Capacidad de descarga (kg/h)
GESTRA UNA-26H orificio°13 (tinas cámaras 1-6) DN 50 PN 40 (posición horizontal)	3.800
SJ6FNX-14 orificio N°14 (tinas cámaras 7-9) DN 40 (posición horizontal)	2.500
SJ6FVX-14 orificio N°14 (calefactores cámaras) DN 40 (posición vertical)	2.500
SJ7FVX-14 orificio N°14 (variante de reemplazo) DN40 (posición vertical)	3.500
J5X-21 orificio N°21 (trampas líneas de distribución) DN 25 (posición horizontal)	600
J3X-21 orificio N° 21 (trampas manifold) DN 15 (posición horizontal)	390

3.10 Estanques de condensado

La capacidad aproximada para los tanques de condensados números 1 y 2 presentados en la figura 3.9 es respectivamente es de 4.000 litros y 5.000 litros.



Figura 3.9: Estanques de condensado N°1 y N°2 (Fuente: Elaboración propia)

3.11 Sistema de ventilación

El sistema de ventilación presente en las cámaras de secado consiste en los siguientes componentes:

Ventiladores (Fig. 3.10): Cada cámara de secado cuenta con 10 ventiladores axiales de marca Smithco y Elta con un diámetro de 1.800 mm, un eje de sujeción de 550 mm, ángulo de aspas del orden de los 19 grados y con una cantidad de 12 aspas de aluminio por ventilador.

Para cámaras tipo ACT se presentan una capacidad de $100.000 \text{ m}^3/\text{h}$ de aire, cada ventilador es accionado por un motor de 15 kW de potencia, para cámaras ACT-H y HT se tienen una capacidad de $118.000 \text{ m}^3/\text{h}$ de aire, ventiladores accionados con un motor de 30 kW de potencia.

Deflectores (Fig. 3.11): Las cámaras de secado presentan deflectores creados para direccionar el aire en el interior, fabricadas en aluminio.

Ventilas (Fig. 3.12): Cada cámara cuenta con 10 ventilas, equipo encargados de realizar la mezcla del aire interior con exterior para mantener la condición en el interior de la cámara de secado.



Figura 3.10: Ventilador cámaras de secado,(Fuente:[3])



Figura 3.11:Deflectores cámaras de secado(Fuente:[3])



Figura 3.12:Ventilas en cámaras de secado(Fuente:[3])

3.12 Bombas de retorno de condensado y atemperador

El retorno de condensado cuenta con dos bombas centrifugas horizontales marca Vogt serie H-625 (Fig. 3.10) con cuerpo rodamiento, motor eléctrico, trifásico 380 V, 2 Polos, 50 Hz.

El sistema de atemperación cumple con la función de disminuir la temperatura del vapor que llega con una presión de 14 bar (manométrica) y una temperatura de 200°C. El vapor es tratado con la válvula de reducción de presión y atemperador alcanzando condiciones de 9 bar y 180 °C.

El atemperador consta de una bomba centrifuga VOGT L25 FES6 (Material complementario Anexo F).



Figura 3.13: Bomba Vogt H 625 (Fuente:Elaboración propia)

Capitulo N°4: Estudio Técnico

En el presente capítulo se evalúan componentes importantes de la línea de distribución de vapor y retorno de condensado. Para realizar esta evaluación se utilizan herramientas validadas en el presente estudio para estimar flujo de vapor. Se miden presiones, temperaturas, diámetros, velocidades, etc., con equipos adecuados, mayor información es obtenida de catálogos y registros presentes en Aserraderos Cholguán.

El flujo de vapor en el proceso de secado es variable, este flujo es medido en primera ocasión en la planta de energía. La unidad de secado de Aserraderos Cholguán consta con un medidor de flujo del tipo placa orificio, que es monitoreado por el sistema de control de la dicha unidad.

El flujo de vapor medido corresponde al total utilizado en las cámaras de secado, no se tiene un control de flujo de vapor para cámaras individualmente. En este momento la placa orificio no funciona correctamente, debe ser calibrada, por lo que el flujo de vapor total no es medido con certeza por parte de Aserraderos Cholguán. La solución para revisar y verificar que no sobrepasen su cuota de flujo de vapor (35 Ton/h), es consultar directamente con planta de energía vía telefónica.

El flujo de vapor es mayor en primeras etapas y disminuye a medida que avanza el proceso de secado, por este motivo para cálculos posteriores se consideran varios flujos de vapor.

Para obtener flujo de vapor en los secadores, se utiliza simulador que se encuentra en área de secado. El simulador corresponde a programaciones para cada tipo de tecnología de secado presentes en Aserraderos Cholguán, estas programaciones son resultado de la experiencia de los creadores de las cámaras de secado marca Mahild. El simulador es entregado para que los operadores sean capaces de modificar programas de secado, para mejorarlos u adaptarlos a sus necesidades por ejemplo trozos de pino radiata quemados.

En primera instancia se modificó y ajustó el simulador respecto a las tecnologías de secado que dispone la planta. En conjunto con operador experto de secado, se validan resultados teóricos siendo comprobados en la práctica, comparando humedades finales, tiempos de secado, entre otros.

Cabe mencionar que es un simulador y en la práctica los aspectos necesarios para el proceso de secado son variables, no obstante, se concluyó que los resultados obtenidos son muy cercanos a la realidad, luego de este trabajo el operador confirma validación y se siente capacitado para evaluar y componer programas de secado.

Mediciones sobre la situación actual trampas de vapor, es realizada por distribuidor TLV, otros cálculos presentados, fueron realizados por autor para el informe apoyándose con las referencias Bibliográficas (Capítulo 7.1).

Considerar presiones manométricas para cálculos efectuados con excepción a presiones donde se señala lo contrario.

4.1 Sicrometría

La Sicrometría es la ciencia que estudia el comportamiento del aire húmedo y sus efectos sobre procesos de secado, confort térmico, acondicionamiento ambiental, etc. procesos que involucran transferencia de materia, etc.

4.1.1 Temperatura de bulbo seco del aire (TBS):

Es la que corresponde al aire húmedo, en reposo, medida con un termómetro normal o bien una termocupla.

4.1.2 Temperatura de bulbo húmedo del aire (TBH):

Es la temperatura del aire húmedo medida con un termómetro cuyo bulbo se envuelve con una tela o gasa mojada, y el termómetro es agitado rápidamente en el aire. La temperatura empezará a bajar hasta que alcance una temperatura estable.

4.1.3 Humedad relativa ϕ :

Representa la razón entre la presión parcial del vapor de agua presente en el aire (p_v) y la presión de saturación (p_{sat}) de este, ambas medidas a la misma temperatura.

Para calcular la presión de saturación en forma analítica puede emplearse la relación:

$$p_{sat} = 1,41 * 10^7 * \exp^{-\frac{3928,5}{t+231,66}} \quad (1)$$

t en °C y p en kPa

4.1.4 Humedad específica (w):

Representa la razón entre la masa de vapor presente en el aire y la masa de aire seco.

Se determina mediante la expresión:

$$w = 0,622 \left(\frac{p_v}{p_{ah} - p_v} \right) \quad (2)$$

4.1.5 Entalpía (h):

Para una mezcla la entalpía se evalúa a partir de la suma de las entalpías de cada componente. En el caso del aire húmedo, estas propiedades se evalúan por unidad de masa de aire seco, luego se determina mediante la expresión:

$$h = t + w * hr \left(\frac{kJ}{kg_a} \right) \quad (3)$$

$$h = t + w * (2501 + 1,8 * t) \left(\frac{kJ}{kg_a} \right)$$

hr: entalpía de vapor de agua en el aire

4.1.6 Ciclos sicrométricos.

Ciclo cámara de secado 1 vía (sentido normal)

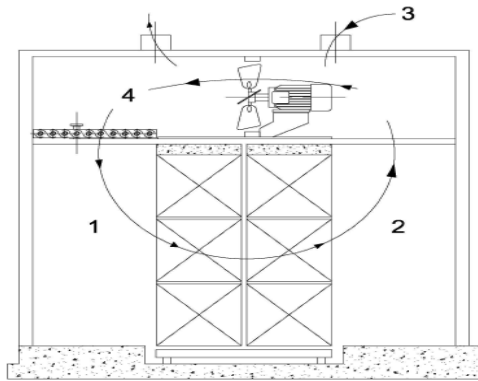


Figura 4.1: Representación gráfica ciclo de secado para madera.(Fuente: [21])

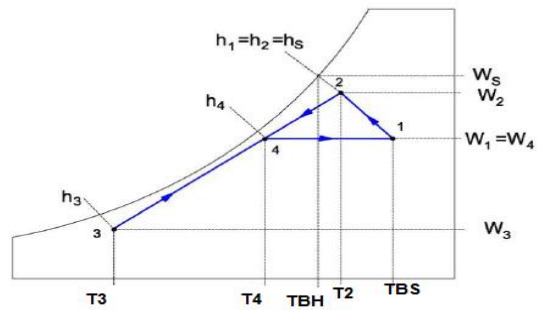


Figura 4.2: Ciclo psicrométrico para secado de madera.(Fuente:[21])

- Proceso 1-2: evaporación agua (saturación adiabática) $h=cte$ o $T_{BH}=cte$.
- Proceso 2-4-3: mezcla adiabática $q=0$
- Proceso 4-1: calentamiento sensible $w=cte$.

4.2 Evaluación capacidad de calefacción y flujo de vapor

Se realiza un ejemplo de cálculo sobre el proceso sicométrico que sucede al secar madera, en cámara de tecnología ACT, esto para validar ciertos aspectos como capacidad necesaria de calefacción y flujo de vapor para las presentes temperaturas.

4.2.1 Ejemplo de cálculo para una carga cámara ACT.

Revisar Figura 4.3 como representación gráfica para cargas en cámaras de secado.

Datos:

Volumen madera verde : 100 m³

Nº de paquetes: 36

Espesor palillos: 20 mm

Ancho palillo: 35 mm

Cantida palillos por paquete: 240

Ancho paquetes: 1,2 m

Alto paquetes: 1,2 m

Paquetes en el ancho: 2

Espesor madera: 40 mm

Largo madera: 3,7 m

Factor de llenado : 90%

TBS: 90 °C

TBH: 60 °C $\Rightarrow \phi = 25,96\%$

V_{aire} : 5,5 a 6 m/s



Figura 4.3: Ejemplo carga para cámara de secado (Fuente: [2])

4.2.2 Propiedades físicas del aire:

Estas propiedades fueron obtenidas por una programación realizada en Software ESS, programación que entrega las propiedades físicas para el aire húmedo en función de la TBS y TBH.

Unit Settings: SI C kPa kJ mass deg

$c_p = 1,266$ [kJ/kg K]	$h = 454,7$ [kJ/kg]	$k = 0,03093$ [W/m K]	$\nu = 0,00002646$ [m ² /s]
$\omega = 0,1364$ [kg _v /kg _a]	$P_1 = 101,3$ [kPa]	$Pr = 0,8634$	$rh = 25,96$ [%]
$\rho = 0,9057$ [kg/m ³]	$T_{BH} = 60$ [°C]	$T_{BS} = 90$ [°C]	

Condiciones de entrada:

$$TBS \text{ o } T_1 = 90 \text{ °C}$$

$$TBH \text{ o } T_s = 60 \text{ °C}$$

Como aclaración, este ejemplo de cálculo se realiza, para el rango donde se evapora agua hasta el punto de saturación de las fibras de la madera, el rango de humedad base seca es del orden de 140 % al 30%.

Dicho esto, se menciona que T_{BH} es aproximadamente la temperatura de la superficie de la madera, para el rango donde se evapora agua libre.

La presión de saturación obtenida para esta temperatura, es la siguiente:

$$P_{sat}|_{TBH} = 19,95 \text{ kPa} \text{ (Fuente: [21])}$$

De esto, se obtiene humedad específica mediante la ecuación (2) para el punto "S" (Fig. N°4.2).

$$w_s = 0,622 * \frac{19,93}{101,3 - 19,93} = 0,1523 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$$

Entalpía (ecuación 3):

$$h_s = 60 + 0,1523 * (2501 + 1,8 * 60) = 457,351 \text{ kJ/kg}_a$$

Sabiendo que $h_s = h_1 = h_2$, tenemos que:

$$h_1 = 90 + w_1 * (2501 + 1,8 * 90) \Rightarrow w_1 = 0,1379 \text{ kg}_v/\text{kg}_a$$

4.2.3 Coeficiente de transferencia de calor

Para coeficientes de transferencia de calor y de materia a través de un castillo en un secador de madera, se recomiendan las expresiones (Fuente [26]):

$$Nu = 5,5 \quad \text{para } Pe < 300 \quad (4)$$

$$Nu = 0,5029 * P_e^{0,4194} \quad \text{para } 300 < Pe < 2000 \quad (5)$$

$$Nu = 0,1244 * P_e^{0,6032} \quad \text{para } Pe > 2000 \quad (6)$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt

Pe = Número de Peclet

Re = Número de Reynolds

Con $Pe = Re * Pr$ y $L = 2 * E$ y $Nu = (\alpha * L)/\lambda$; $Re = (V * L)/\nu$

La velocidad del aire medida en las cámaras de secado fue mediante un anemómetro con la cámara en frío (solamente uso de ventiladores).

$$Re = \frac{6 \frac{m}{s} * 0,04 m}{2,65 * 10^{-5} (m^2/s)} = 9056,6$$

$$Pe = 9056,6 * 0,86 = 7788,68$$

Como $Pe > 2000$ se utilizará la ecuación número (6)

$$Nu = 0,1244 * 7788,68^{0,6032} = 27,67$$

$$27,67 = \frac{\alpha \frac{W}{m^2K} * 0,04 m}{0,0309 \frac{W}{mK}} \Rightarrow \alpha = 21,37 \frac{W}{m^2K}$$

4.2.4 Cálculo área transferencia de calor y área para el flujo de aire:

$$AM = Ancho * L_{madera} * Paquetes_{largo} * N^{\circ}_{caras} * Corridas_{paq} * Paquetes_{alto} * Fac_{llenado} \quad (7)$$

$$AM = 2,4 m * 3,7 m * 6 * 2 * 21 * 3 * 0,9 = 6041,95 m^2$$

$$AP = Ancho * N^{\circ}_{caras} * largo_{palillo} * N^{\circ}_{palillos\ paquete} * N^{\circ}_{paquetes} \quad (8)$$

$$AP = 0,035 m * 2 * 1,2m * 240 * 36 = 725,76 m^2$$

$$A_{real} = AM - AP \quad (9)$$

$$A_{real} = AM - AP = 6041,95 - 725,76 = 5316,19 m^2$$

Para dimensionar el área del flujo de aire, se define A_1 al área de espacio libre entre las corridas de madera separadas por el espesor de los palillos y A_2 como el área de los palillos que dificulta el flujo de aire.

$$A_1 = espesor_{palillo} * L_{madera} * N^{\circ}\ de\ corridas * Paquetes_{largo} * Paquetes_{alto} \quad (10)$$

$$A_1 = 0,02 m * 3,7m * 21 * 6 * 3 = 27,97 m^2$$

$$A_2 = espesor_{palillo} * ancho_{palillo} * N^{\circ}\ palillos\ paquete * Paquetes_{largo} * Paquetes_{alto} \quad (11)$$

$$A_2 = 0,02 m * 0,035 m * 240 * 6 * 3 = 3,02$$

$$A_{sección} = A_1 - A_2 = 27,97 - 3,02 = 24,94 m^2 \quad (12)$$

4.2.5 Flujo de aire

$$\begin{aligned} \dot{m}_{aire} &= \rho_{ah} * V * A_{seccion} & (13) \\ \dot{m}_{aire} &= 0,906 \frac{kg}{m^3} * 6 \frac{m}{s} * 24,94 m^2 = 135,57 \frac{kg}{s} \\ \dot{V}_{aire} &= \frac{135,57 \frac{kg}{s} * \frac{3600 s}{1 h}}{0,906 \frac{kg}{m^3}} = 538.689 \frac{m^3}{h} \end{aligned}$$

Empresa Mahild describe que el caudal para los ventiladores de la cámara tipo ACT es de $100.000 m^3/h$ (10 ventiladores), supliendo la demanda de aire para el proceso de secado. Es necesario mencionar que existen perdidas en los paquetes de madera por mal empalillado y en ocasiones fallas en los deflectores y burletes de las puertas.

Para obtener la magnitud de la temperatura de salida Castillo (T_2).

$$\begin{aligned} \frac{T_L - T_\infty}{T_0 - T_\infty} &= EXP^{-\frac{(\alpha A_{tc})}{m c_1}} & (14) \\ \frac{T_2 - 60^\circ C}{90^\circ C - 60^\circ C} &= e^{-\frac{21,37 \frac{W}{m^2 * K} * 5316,19 m^2}{135,57 \frac{kg}{s} * 1233 \frac{J}{kg * K}}} \\ T_2 &= 75,38^\circ C \end{aligned}$$

Como $h_s = h_1 = h_2 = 457,35 \frac{kJ}{kg}$, es posible obtener la humedad específica

$$457,35 = 75,38 + W_2 * (2501 + 1,8 * 75,34) \Rightarrow W_2 = 0,1448 kg_v/kg_a$$

4.2.6 Flujo de evaporación

$$Flujo \ de \ evaporacion = \dot{m}_a * (w_2 - w_1) \quad (15)$$

$$Flujo \ de \ evaporacion = 135,57 kg_a/s * (0,1448 - 0,1379) kg_v/kg_a = 0,93 kg_v/s$$

4.2.7 Flujo de renovación de aire mediante mezcla adiabática.

Considerando que el aire frío exterior tiene las siguientes características:

$$T_3 = 10^\circ C$$

$$\phi_3 = 50 \%$$

$$w_3 = 0,622 * \frac{0,5 * 1,23}{101,3 - 0,5 * 1,23} = 0,0037 \frac{kg_v}{kg_a}$$

$$h_3 = 10 + 0,0037 * (2501 + 1,8 * 10) = 19,57 \frac{kJ}{kg}$$

4.2.8 Balance de masa

- Aire seco $\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_4$
- Vapor de agua $\dot{m}_2 * w_2 + \dot{m}_3 * w_3 = \dot{m}_4 * w_4$

Ordenando y tomando las siguientes consideraciones:

- $w_4 = w_1$
- $\dot{m}_1 = \dot{m}_2$

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{w_1 - w_2}{w_3 - w_1} \quad (16)$$

$$\dot{m}_3 = 6,97 \text{ kg/s}$$

4.2.9 Balance de energía

$$\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_3 * h_3 = \dot{m}_4 * h_4$$

Ordenando

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = \frac{h_2 - h_4}{h_4 - h_3} \quad (17)$$

$$h_4 = 435,94 \frac{kJ}{kg}$$

Con las ecuaciones utilizadas anteriormente obtenemos $T_4 = 72,94 \text{ } ^\circ\text{C}$

4.2.10 Calor de calefacción

$$Q_{calef} = m_a * (h_1 - h_4) = 135,57 \frac{kg}{s} * (457,35 - 435,94) \frac{kJ}{kg} \quad (18)$$

$$Q_{calef} = 2902,55 \text{ kW}$$

$$\text{Potencia por metro cúbico} = \frac{Q_{calef}}{\text{Volumen}} = \frac{2902,55 \text{ kW}}{100 \text{ m}^3} = 29 \text{ kW/m}^3 \quad (19)$$

Por información del fabricante la potencia instalada para una cámara ACT es de 30 kW/m^3 , es potencia suficiente para suplir las necesidades de temperatura para este tipo de tecnología.

Para no hacer más extenso este apartado se agregó una tabla con resultados de cálculo para Calefactores de esta tecnología (Fuente [3]) en Anexo J.

El consumo de vapor para esta condición es posible de dimensionar con la siguiente ecuación:

$$\text{Consumo de vapor} = \frac{Q_{calefa}}{h_{fg}} = \frac{2902,55 \frac{kJ}{s}}{2014,03 \frac{kJ}{kg}} = 1,44 \frac{kg}{s} = 5,18 \frac{Ton}{h} \quad (20)$$

h_{fg} = calor latente del vapor a la temperatura de saturación o presión del vapor .

4.3 Consideraciones para análisis posteriores

Se presenta información referente a simulador de consumo de vapor, la tabla 4.1 presenta la evolución del flujo de vapor en el proceso de secado para las diferentes tecnologías. Respecto a tabla 4.1 se realizan gráficos representados en las figuras 4.4 y 4.5, dichos gráficos muestran cómo afecta el secuenciamiento al flujo total de vapor.

Para modelar el flujo de vapor en los distintos procesos de secado, fue necesario utilizar simulador de consumo de vapor.

El simulador es una herramienta de cálculo programada en software Excel para evaluar programas de secado de las distintas tecnologías presentes en Aserraderos Cholguán, esta herramienta entrega resultados en cuanto a consumo de vapor, consumo eléctrico de motores y evolución de la humedad de la madera.

Para utilizar dicha herramienta es necesario complementar información con la situación actual de las cámaras y condiciones de la madera. Esta herramienta se entrega a operadores expertos de secado para modificar y crear nuevos programas dependiendo de la necesidad. Dado que la herramienta no posee un manual de uso provoca que operadores no utilicen dicha herramienta.

Para ser utilizada fue necesario realizar estudios de humedad inicial, densidad de la madera, mediciones de equipos (calefactores) y variables importantes en el proceso de secado como: espesores de madera, temperaturas, presiones, velocidad del aire, controles de humedad de la madera, etc. Se validan resultados del simulador evaluándolos con resultados reales.

Es necesario estimar el flujo de vapor y condensado, para dimensionar y seleccionar componentes de la red de vapor y retorno de condensado, esto mediante referencias bibliográficas.

La unidad de secado, tiene un consumo promedio de 25 Ton/h y un tope máximo de 35 Ton/h (valor entregado por planta de energía).

En tabla 4.1 se muestra la evolución del flujo de vapor en las distintas etapas de secado para el producto RIP de 24 mm de espesor (RIP se refiere al nombre de un producto), con una humedad base seca inicial del 140% y una densidad anhidra de 460 kg/m^3 , volumen de madera aproximado

de 110 m^3 , velocidades aproximadas de $5,5 - 6 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ para cámaras ACT, $8 - 12 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ para cámaras tipo ACT-H y HT, medidas en su oportunidad con un anemómetro, con las cámaras en frío.

Se realiza esta simulación para presentar la evolución del flujo de vapor en los calefactores dentro de las cámaras, apreciando la capacidad de consumir vapor por parte de estos equipos, con un flujo elevado para etapas tempranas disminuyendo a medida que avanza el proceso.

El proceso de secado por lo general consta de etapas de calentamiento, secado, enfriamiento primario, acondicionado y enfriamiento secundario, el proceso puede presentar variaciones como vaporizado (maderas con un tiempo considerable desde que fueron cortadas) y ecualizado o igualado. En la etapa de calentamiento están activados calefactores superiores y calefactores de tinas, en etapa de secado solo calefactores superiores, enfriamiento sin calefactores, acondicionado ambos calefactores y enfriamiento secundario sin calefactores.

Tabla 4.1: Evolución del flujo de vapor mediante simulación (Fuente: Simulador secado)

Tiempo (h)	Proceso	ACT (Ton/h)	Proceso	ACT-H (Ton/h)	Proceso	HT (Ton/h)
1	Calentamiento	10,1	Calentamiento	13,4	Calentamiento	14,4
2		10,2		10,7		9,6
3		5,7		7,7		7,7
4	Secado	5,4	Secado	6,9	Secado	6,9
5		5,1		6,1		6,1
6		4,8		5,3		5,3
7		4,4		4,5		4,5
8		4,1		3,7		3,7
9		3,7		3,0		3,0
10		4,2		3,3		3,3
11		3,8		2,8		2,8
12		3,5		2,4		2,4
13		3,1		2,0		2,0
14		2,8		1,7		1,7
15		2,4		1,4		1,4
16		2,1		1,1		1,1
17		1,8		0,9		0,9
18		1,6		0,7		0,7
19		1,3		0,6		0,6
20		1,2		0,9		0,9
21		1,1		0,7		0,7

22		1,0		0,5		0,5
23		0,9		0,4		0,4
24		0,8	Enfriamiento	0,9	Enfriamiento	3,5
25	Enfriamiento	0,0	Acondicionado	2,6	Acondicionado	2,6
26	Acondicionado	2,6		1,6		1,6
27		1,6		1,3		1,3
28		1,3		1,2		1,2
29		1,2		1,2		1,2
30		1,2	Enfriamiento	0,0	Enfriamiento	0,0
31	Enfriamiento	0,0	-	-	-	-

Observación: La cámara de tipo HT, es utilizada para secar ciertos productos como: Millrun, Pallets, Typ en los espesores desde 15 a 91 mm, estos productos se obtienen del pino radiata y sus nombres son para referirse a distintas calidades y clasificarlos para una posterior utilización.

Se ha limitado la cámara 9 a estos productos ya que tienen bajo riesgo de presentar gritas, para secar otros tipos de productos es necesario modificar programas de secado, para no resecar la madera, notar que para estas condiciones el consumo promedio en el proceso de secado es aproximadamente de 3 Ton/h.

En momentos, el consumo de vapor sobrepasa el valor tope, esto es representado en la tabla 4.2., realizada contemplando meses del año 2016 hasta enero del 2017 (información proveniente de planta de energía).

Tabla 4.2: Flujos de vapor unidad de secado Aseraderos Cholguán (Fuente: Planta de energía)

Mes	Consumo Promedio Ton/h	Máximo Ton/h	Mínimo Ton/h
Mayo	30,7	50	14
Junio	29,7	50	22
Julio	27,3	40	20
Agosto	25,8	41	6
Septiembre	22,2	38	8
Octubre	22,8	37	10
Noviembre	22,1	37	9
Diciembre	21,7	40	6
Enero	22,6	41	11
Promedio	25,0	41,6	11,8

Existen antecedentes de que en algunas ocasiones del año 2016 el medidor de flujo, entregó valores erróneos, sin embargo, se sabe que la unidad de secado ha llegado a consumos que rondan las 40 Ton/h.

En la unidad de secado, el secuenciamiento es realizado por los operadores, de acuerdo a la experiencia que tienen en el proceso de secado, dando importancia al producto (madera que tiene prioridad para ser secado), en conjunto con no sobrepasar el consumo tope.

Esto se realiza definiendo un tiempo de secuenciamiento entre cada inicio del proceso de secado para comenzar.

En cada proceso de secado varían las condiciones dentro de las cámaras, dependiendo de cada proceso, producto y condiciones ambientales.

En la figura 4.4 se representa el flujo total de vapor para 9 cámaras funcionando simultáneamente sin secuenciamiento, la imagen 4.5 presenta el flujo de vapor total para 9 cámaras con un desfase entre inicio de procesos de 1 hora.

En tabla 4.4 el consumo de vapor es extremadamente elevado, notando que se supera con creces el consumo tope, propuesto por la planta de energía.

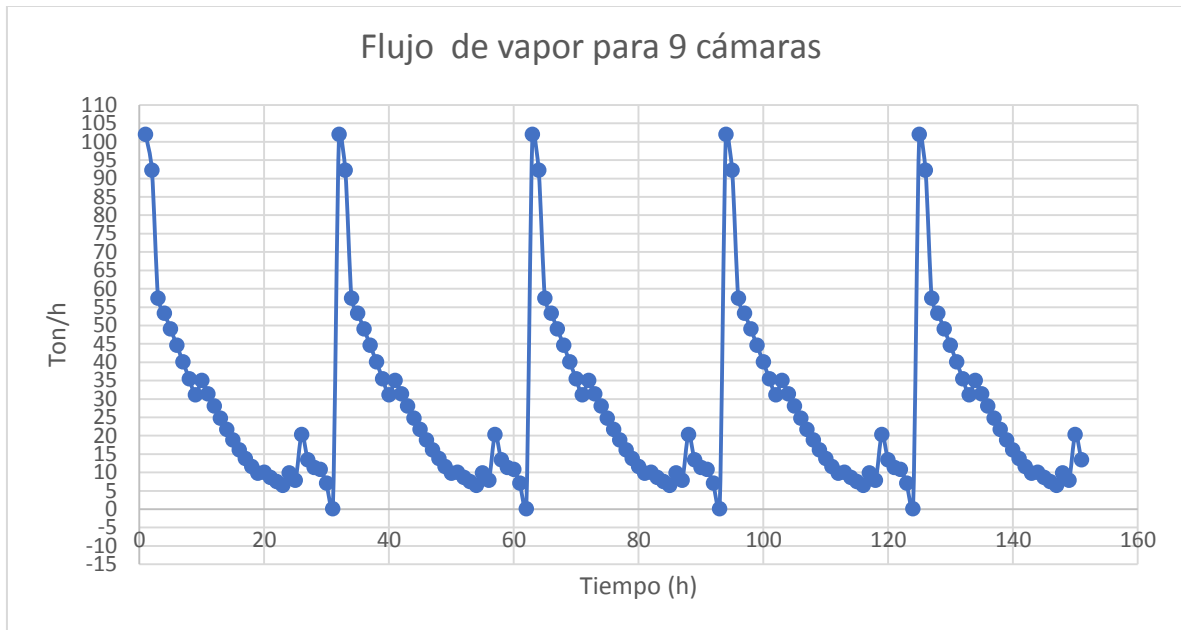


Figura 4.4: Flujo de vapor 9 cámaras en simultáneo (Fuente: Elaboración Propia)

Al realizar un simple desfase de una hora, es posible notar una fuerte disminución en el flujo total de vapor, llegando a las 60 Ton/h. Considerar que las gráficas fueron realizadas para las cámaras

funcionando con el mismo producto. En la práctica, las cámaras son cargadas con distintos productos y por ende distintos programas, que son de dominio de los operadores.

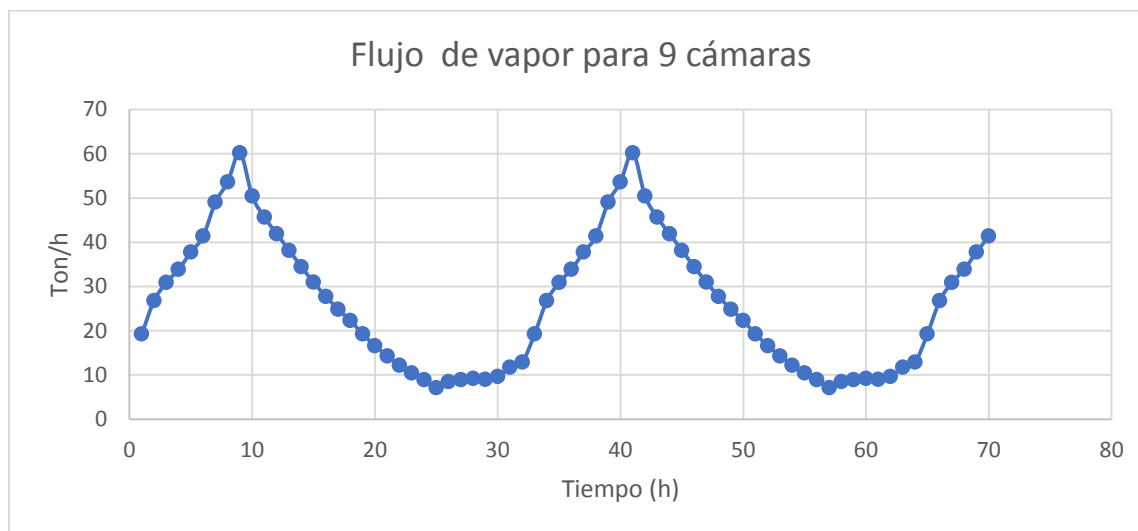


Figura 4.5: Flujo de vapor para 9 cámaras con desfase de 1 hora (Fuente: Elaboración propia)

Se simularon tres tipos de medida, para 24 mm, 38 mm y 44 mm, de los cuales se obtuvo un consumo promedio de 3 T/h.

La tabla 4.3 presenta un programa de secado simulado (Rip de 24 mm), siendo esto tomado como ejemplo del análisis de consumo de vapor.

Tabla 4.3: Representación simulación Rip 24 mm (Fuente: Simulador Secado)

PROGRAMA DE SECADO							
Etapa	Tiempo (hrs)	TBS (°C)	TBH (°C)	DT (°C)	Tina (on/off)	Calefactor (on/off)	Ventiladores (%)
Calentamiento 1	0,0				on	on	0%
Calentamiento 2	2,5	87	87		on	on	70%
Secado 1	0	78	72	6	3,1%		90%
Secado 2	8	85	65	20	3,0%		87%
Secado 3	10	90	62	28	2,0%		85%
Secado 4	5	92	60	32			70%
Enfriamiento 1	0,5	30					50%
Acondicionado 1	5	87	86	1			70%
Enfriamiento 2	1	30					50%

Etapa	Tiempo	Evolución Contenido de
-------	--------	-------------------------------

	(hrs)	humedad	
		CH (%)	
Calentamiento 1	0,0	140,00%	
Calentamiento 2	2,5	138,10%	sobre PSF
Secado 1	0,2	56,39%	sobre PSF
Secado 2	8	16,47%	bajo PSF
Secado 3	10	9,41%	bajo PSF
Secado 4	5	9,41%	bajo PSF
Enfriamiento 1	0,5	9,41%	bajo PSF
Total	32,2	-	-

Resumen	Vapor (Ton)	EE (kWh)
Calentamiento	25,4	86,2
Secado	69,1	1486,3
Enfriamiento	0,0	15,4
Acondicionado	9,1	172,4
Total	103,5	1760,2

Donde:

Vapor: consumo de vapor.

EE: consumo de energía eléctrica.

Por razones de espacio, las demás simulaciones serán omitidas, notando que las tecnologías tipo ACT-H y HT son más robustas, tienen un mayor consumo de vapor en etapas iniciales y menor tiempo de proceso de secado provocando en casos un ahorro de energía por procesos cortos y una mayor capacidad de producción.

El vapor suministrado de la caldera, viene con una presión de 15 bar y una temperatura de 220° C.

La longitud de la cañería desde la planta de energía es incierta, planta de energía no posee planos ni el dato en concreto, en las instalaciones de Paneles Arauco a lo largo de la cañería se encuentran dos trampas de vapor modelo Spirax Sarco TDS 52 de ¾ “con capacidad de descarga 800 kg/h (Fuente: Thermo Dynamic Steam Trap TD52).

La evaluación de la línea de distribución de vapor es requerida para Aserraderos Cholguán, Paneles Arauco no es contemplado por aserraderos lo que conlleva a que esta información no sea entregada. Dimensiones de longitud de cañería no están disponibles, no es posible dimensionar las distancias entre trampas de vapor en la zona de Paneles Arauco, tampoco es posible evaluar los diámetros de la cañería, esto se debe a que el presente trabajo fue solicitado por Aserraderos Cholguán, para evaluar los componentes mencionados es necesario pedir permisos especiales a otra gerencia y cumplir con los requerimientos estipulados por ellos, como charla de seguridad, entre otros.

No obstante, un Layout de la planta de energía que data del 2001, indica las dimensiones del trayecto hacia Aserraderos, un tramo de 250 mm de diámetro (10”), luego es reutilizada cañería existente con un diámetro de 200 mm (8”). Para este diámetro se especifica un flujo disponible de 40 Ton/h y un flujo máximo de 44 Ton/h. Parte del flujo de vapor se direcciona a Refinador de la planta HDF en Paneles Arauco.

4.4 Evaluación diámetro cañerías

El análisis de dimensión del diámetro de cañerías, se realiza en función al punto donde se reduce la presión (Punto A plano adjunto), como referencia de inicio.

Consideraciones: Las cámaras tienen una presión de diseño de 16 bar manométrica y una presión de operación de 8 bar manométrica (Fuente: Layout;Planta de energía;2001), por motivos de distancia y consumo de vapor se considera la cámara N°9 como el equipo crítico.

Para la evaluación de diámetro de tubería se consideró distintos valores de flujo de vapor, desde las 20 Ton/h como mínimo a un máximo de 35 Ton/h.

Análisis realizado, mediante criterio de velocidad y criterio de caída de presión, los puntos medidos están presentados en el Anexo K.

4.4.1 Ejemplo de cálculo

Plano adjunto en anexo Anexo K

$$\textit{Presión punto A} = 9 \textit{ bar}$$

$$\textit{Presión operación de los secadores} = 8 \textit{ bar}$$

$$\textit{Caída de presión disponible} = 9 \textit{ bar} - 8 \textit{ bar} = 1 \textit{ bar}$$

Como se considera la cámara N°9 como equipo crítico se fracciona la caída de presión por tramos evaluando si se cumple con estas condiciones.

$$\textit{Caída presión admitida}_{A-B} = \textit{Caída presión disponible} * \frac{\textit{Longitud cañería}_{A-B}}{\textit{Longitud Total}} \quad (21)$$

$$\textit{Caída presión admitida}_{A-B} = 1 \textit{ bar} * \frac{84,75 \textit{ m}}{218,5 \textit{ m}} = 0,387 \textit{ bar}$$

Para las siguientes condiciones se tiene:

- $P = 9 \textit{ bar}$

- *Flujo de vapor = 25 Ton/h*

Valor obtenido en función a material de apoyo de Anexo B, caídas de presión para este material corresponden para 100 m de cañería.

Utilizando los datos mencionados entrando en la tabla con una presión de 10 bar, 25 Ton/h, se obtiene una dimensión de DN 200.

En el diagrama de caída de presión utilizando el flujo de vapor y el diámetro obtenido con el factor correspondiente, se obtiene lo siguiente.

$$\text{Caída de presión} = \text{Factor} * \text{caída de presión}$$

$$\text{Caída de presión} = 0,74 * 0,15 \text{ bar} = 0,11 \frac{\text{bar}}{100 \text{ m}}$$

Longitud cañería desde el punto A al punto B.

$$\text{Longitud cañería}_{A-B} = 84,7 \text{ m}$$

Para el cálculo de longitud equivalente se tomaron los valores del Anexo B, Figura B.5 para un DN 219,1 correspondiente al DN200.

$$\text{Longitud equivalente}_{A-B} = 8 \text{ codos} = 8 * 6,1 = 48,8 \text{ m}$$

$$\text{Longitud total} = \text{longitud cañería}_{A-B} + \text{longitud equivalente}_{A-B}$$

$$\text{Longitud total} = 84,7 + 48,8 = 133,5 \text{ m}$$

La caída de presión obtenida entre el punto A y B es comparada con la caída de presión admitida para estos puntos.

$$\text{Caída de presión teórica real} = \text{Caída de presión} * \text{Longitud total}$$

$$\text{Caída de presión teórica real} = 0,11 \frac{\text{bar}}{100 \text{ m}} * 133,5 \text{ m} = 0,14 \text{ bar}$$

Al ser la caída de presión teórica real, menor a la caída de presión admitida para este tramo, se acepta DN 200.

Actualmente la línea de distribución de vapor presenta dos diámetros, un diámetro para la línea principal, (proveniente de planta de energía) DN 200 (8") y un diámetro en el sector de cámaras, DN 250 (10").

Mediante los cálculos realizados, se obtuvo que, para la variedad de flujos de vapor evaluados, la línea de dimensión DN250 es correcta para cumplir en momentos, cuando el consumo de vapor sobrepasa las 25 Ton/h, con el criterio de velocidad y criterio de caída de presión.

Con respecto a la línea principal DN 200, no cumple con el criterio de velocidad para flujos mayores al promedio (dimensionamiento), esto se debe a que la cañería fue dimensionada para una presión de trabajo mayor que 9 bar (14 bar), para ese caso la cañería cumpliría con el criterio de velocidad.

Un tramo de la cañería DN 200 opera bajo la presión de 9 bar, pero al trabajar con el flujo promedio, cumple con los requisitos.

Los problemas de subdimensionamiento conlleva a una mayor velocidad del flujo, mayor caída de presión y una mayor erosión. Para el caso de un sobredimensionamiento, aumenta el coste, las pérdidas de calor y por ende mayor cantidad de condensado.

Mediante mediciones en terreno se comparó el resultado de lo teórico versus lo real, un porcentaje de error es presentado en la tabla 4.4.

Tabla 4.4: Caída de presión manifolds línea de secado (Fuente: Elaboración propia)

Manifold	Valor real (bar)	Valor Teórico (bar)	% de error
Nº1	8,50	8,72	2,5
Nº2	8,50	8,71	2,4
Nº3	8,25	8,66	4,7
Nº4	8,20	8,63	4,4

Observación: Las mediciones se realizaron mediante manómetros ubicados en cada uno de los manifold.

En este momento, las cámaras de secado están seteadas para funcionar a una presión de trabajo de 9 bar, tanto lo teórico como lo real demuestran que no es posible, por caída de presión existente en la línea de distribución de vapor.

4.5 Dilatación térmica

La dilatación térmica se analiza, para el tramo de cañería con diámetro DN 250 mm, para las temperaturas entre el rango de 180°C y 0 ° C.

Fuente para 0°C se obtuvo del documento “Temperatura exterior de cálculo ciudades del país”, presentado en curso del Sr. Luis Cerda.

Para este caso se consideró la ciudad de Los Ángeles, por su cercanía con un valor de 3°C, pero para utilizarlo en la figura I.2 del Anexo I, se considera 0°C.

Mediante las temperaturas mencionadas para tubo de acero se realiza el siguiente calculo:

$$\text{Expansion de 1 m a } 180^{\circ}\text{C} = 2,08 \text{ mm}$$

$$\text{Expansion de 1 m a } 0^{\circ}\text{C} = 0 \text{ mm}$$

$$\text{Diferencia} = 2,08 \text{ mm}$$

$$\text{Largo de cañería} = 133,7 \text{ m}$$

$$\text{Expansion para el largo} = 2,08 \frac{\text{mm}}{\text{m}} * 133,7\text{m} = 276,74 \text{ mm}$$

4.5.1 Sistemas que absorben dilatación en la línea.

La línea absorbe dilatación por medio de una junta de dilatación, bucle de dilatación y codos. La cantidad que absorbe cada sistema se calcula en base a las ilustraciones presentadas en el Anexo I.

La junta de dilatación es de un diámetro DN 250 el cual absorbe, como mínimo movimiento axial de 50 mm y como máximo 70 mm.

Para el caso de bucle de dilatación absorbe aproximadamente 180 mm sin deformación y 270 mm con deformación.

Los codos existentes en la línea agregan 39 mm de absorción de dilatación.

En total los sistemas dentro de la línea absorben como mínimo 269 mm y como máximo sin deformación 289 mm y con deformación, 379 mm.

Resultados deben tomarse como valor aproximado, por el nivel de certeza en las ilustraciones, mediante estos gráficos, la línea de vapor para las temperaturas mencionadas es capaz de absorber la dilatación.

4.6 Trampas de vapor

Para el análisis de trampas de vapor, se tomaron las consideraciones del apartado 2.6, se menciona que, para seleccionar trampas de vapor, se debe considerar un factor de seguridad relacionado al flujo de vapor que circula por el equipo.

Este factor de seguridad varía según cada fabricante, TLV recomienda un factor de seguridad mayor que 1,5; mientras que en otras fuentes este valor puede llegar hasta magnitudes del orden 3.

En el presente análisis el factor utilizado será 2, dicho factor es necesario para procesos de puesta en marcha, momento donde las cañerías están frías y existe una mayor parte del vapor que se condensa, en estos casos debe existir una capacidad de drenar el condensado acorde.

Este factor multiplica al flujo de vapor que circula dentro de los equipos, para obtener el flujo de condensado que debe drenar la trampa de vapor, junto con la masa de condensado se debe verificar la diferencia de presión.

Para cañerías de retorno de condensado elevado, se toma en cuenta la presión por columna de agua, aproximadamente de 1 bar por 10 metros de altura, Gestra distribuidor de trampas de vapor para Aserraderos Arauco, tiene como consideración 7 metros de altura para 1 bar de presión.

Para la selección de trampas de vapor de línea en distribución y manifold, se debe considerar como masa de condensado un 10% del flujo de vapor por la línea.

Fabricantes mencionan, la existencia de trampas de vapor cada 30 a 50 metros (Fig.4.6), inclinación de 0,5 a 1 %, para drenar el condensado de la parte con menor elevación y trampas de vapor antes de válvulas de compuerta y válvulas de control.

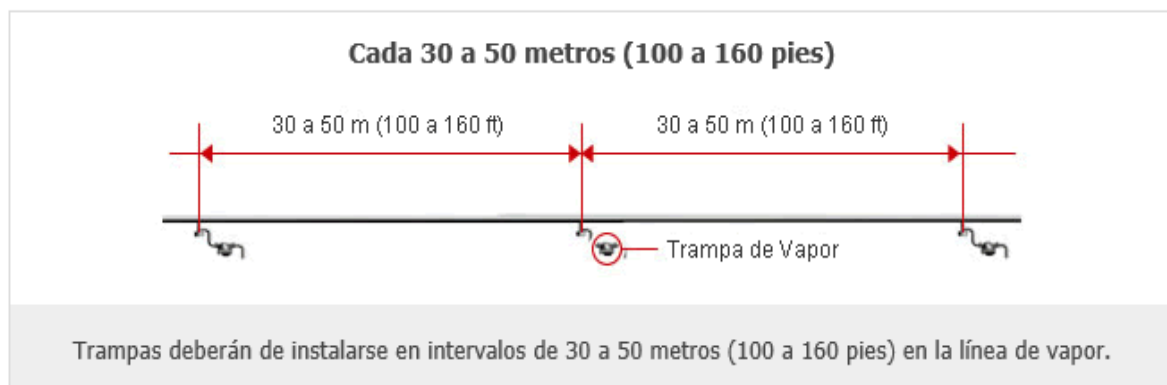


Figura 4.6: Recomendación para ubicación de trampas (fuente: Elaboración propia)

Para la tabla 4.5 las distancias fueron estimadas en función del plano ubicado en Anexo K (ubicadas mediante números).

Tabla 4.5: Distancia entre trampas unidad de secado (Fuente: elaboración propia)

Trampas	Distancia Aproximada (m)
N°1 – N°2	59
N°2 – N°3	40
N°3 – N°4	28
N°4 – N°5	48

Observación: la distancia entre trampas para el primer caso, supera la longitud propuesta por fabricante, las demás trampas dentro de la línea de distribución de vapor cumplen con las distancias.

La capacidad de descarga de las trampas presentes dentro de la línea de distribución de vapor y cámaras de secado se encuentra en el capítulo 3 en la Tabla 3.2

Para estimar la capacidad de descarga de cada trampa de vapor, se utiliza catálogos facilitados por fabricantes (Ejemplo Fig. 4.7). Dependiendo de la nomenclatura que se encuentre en las trampas, se ingresa con el número de orificio y la diferencia de presión. Al estar la línea de retorno de condensado elevada, se considera una presión de 1 bar para facilitar cálculos.

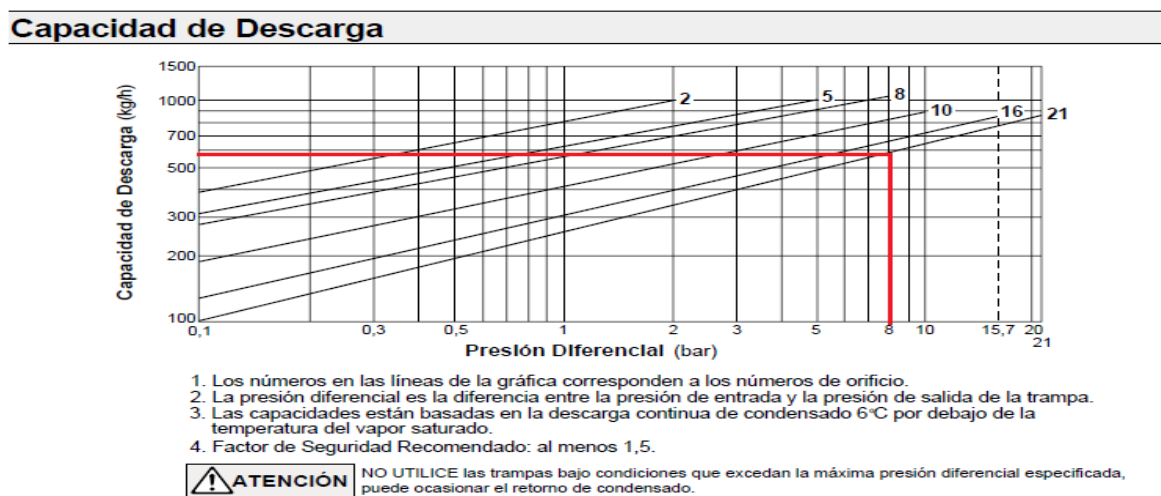


Figura 4.7: Capacidad de descarga trampa TLV J5X-21 (Fuente:[7])

4.6.1 Método para estimar flujo de vapor

Dentro de las cámaras de secado se presentan dos tipos de distribución de trampas respecto a los calefactores

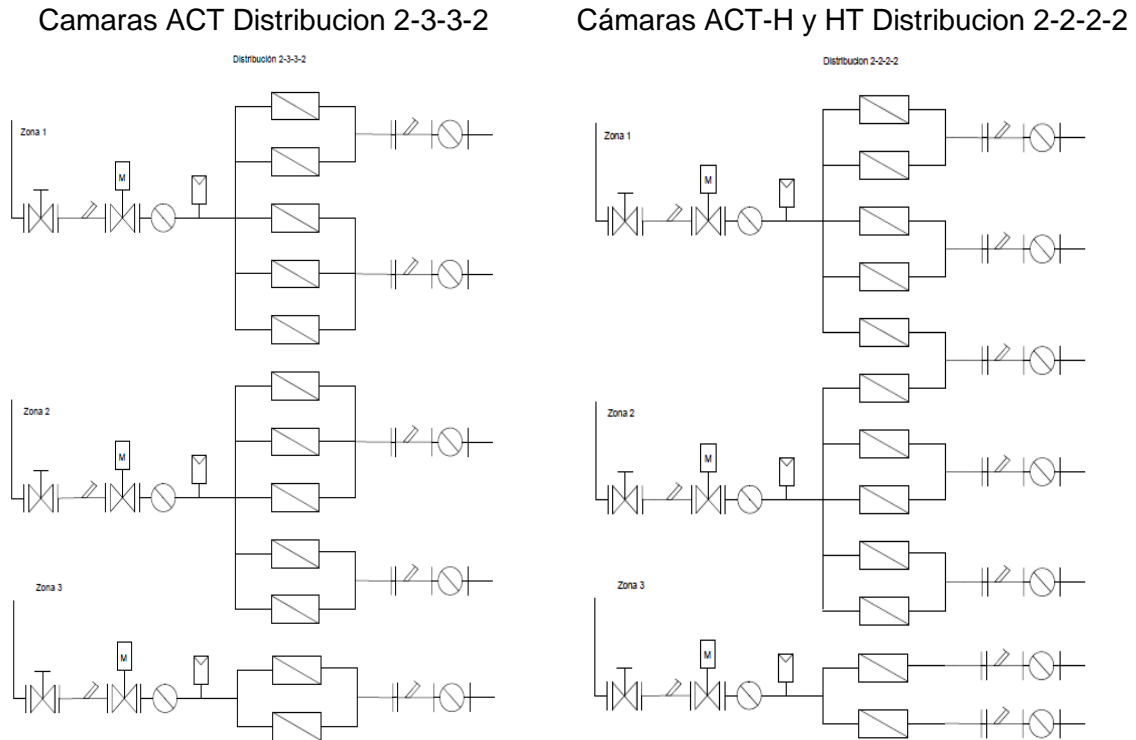


Figura 4.8: Distribución de trampas para calefactores al interior de las cámaras (Fuente: elaboración Propia)

Observación: Fabricantes de trampas recomiendan una trampa por equipo, esto ayuda a implementar trampas con menor dimensión, pero conlleva gastos extras en mantención. La extracción de condensado de los calefactores está en serie y por la parte inferior de éstos.

Cámaras de tecnología ACT tienen una distribución de 2-3-3-2, donde el número significa cantidad de calefactores por trampa. En cámaras ACT-H y HT existe una trampa cada dos calefactores.

El flujo de vapor para evaluar dimensión de trampas dentro de la línea de distribución de vapor y secadores es mediante un consumo máximo y un consumo promedio cuando el proceso de secado está en régimen.

Para obtener estos consumos se efectúa un cálculo básico realizado en con la fórmula 21 representado en tabla 4.6, considerando la capacidad de calefacción para las distintas tecnologías de secado en Aserraderos Cholguán.

Se analizan los sectores por separado para flujo de vapor en régimen y flujo de vapor crítico o peak, con estos flujos es posible dimensionar el flujo de condensado a drenar, los sectores son los siguientes:

- Zona de calefactores superiores.
- Zona de calefactores de tinas.
- Zona manifolds.

Los resultados del cálculo básico son representados en la tabla 4.6:

Tabla 4.6: Flujo de vapor mediante potencia térmica instalada (Fuente: Elaboración propia)

Tipo	Potencia instalada <i>(kw/m³)</i>	Capacidad <i>(m³)</i>	Masa de vapor <i>(Ton/h)</i>
ACT	36	100	6,43
ACT H	60	100	10,72
HT	80	100	14,30
Reco	sin información	100	4,50

4.6.2 Flujo de vapor promedio o régimen.

El consumo promedio en el proceso de secado es de 3 Ton/h, para cámaras en régimen. Las cámaras de secado presentan tres entradas de vapor (Fig.4.10), suministrado desde los manifolds, dos para los calefactores superiores y una para calefactores de tina.

Dentro de las cámaras existen 10 calefactores superiores y dos para tina, 5 calefactores superiores por cada entrada. El número de trampas por tipo de tecnología de cámaras de secado son presentadas en la figura 4.8.

Además de la información mencionada en el capítulo 3 punto 3.3, es necesario agregar que para manifolds 1 y 2 existen 10 trampas de vapor, 9 para líneas de distribución (J3X-21) y 1 para el condensado del manifold (J5X-21).

Para el manifold 3 existen 7 trampas de vapor, 6 para líneas de distribución (J3X-21) y 1 para el condensado del manifold (J5X-21).

Manifold número 4 tiene 4 trampas de vapor, 3 para líneas de distribución (J3X-21) y una para el manifold (J5X-21).

En las siguientes tablas es representada la situación en régimen o el consumo promedio para cámaras de secado. Suponiendo una distribución equitativa de vapor a los calefactores, desde las zonas de calefacción.

Dada la duración de los procesos de secado se realiza una evaluación promedio del consumo de vapor, para revisar el comportamiento de trampas de vapor en estas situaciones, donde el flujo de vapor dentro de los equipos es menor al peak.

Se realiza un estimado de flujo de vapor en los calefactores (tabla 4.7), de esto es posible dimensionar el flujo de condensado para seleccionar trampas de vapor (tabla 4.8, 4.9 y 4.10).

La tabla 4.7 se obtiene al distribuir equitativamente el flujo de vapor que ingresa dentro de las cámaras, dividiendo dicho flujo por número de entradas y número de calefactores.

Tabla 4.7: Flujo de vapor promedio distribuido equitativamente (Fuente: Elaboración propia)

Tipo	Promedio vapor (Ton/h)	Vapor entrada calefactores (Ton/h)	Vapor en calefactores (Ton/h)	Suma vapor en 2 calefactores (Ton/h)	Suma vapor en 3 calefactores (Ton/h)
ACT	3	1,5	0,3	0,6	0,9
ACT H	3	1,5	0,3	0,6	No aplica
HT	3	1,5	0,3	0,6	No aplica

La tabla 4.8 muestra la producción de condensado en función de la tabla 4.7. Para esta situación, tomando las consideraciones para estimar el flujo de condensado mencionadas en capítulos anteriores, se obtienen los siguientes resultados:

Tabla 4.8: Condensado para flujo de vapor promedio (Fuente: Elaboración propia)

Tipo	Condensado trampas de 2 calefactores (Ton/h)	Condensado trampas de 3 calefactores (Ton/h)	Condensado salidas manifold (kg/h)
ACT	1,2	1,8	150
ACT H	1,2	No aplica	150
HT	1,2	No aplica	150

Observación: Para el estado de régimen las trampas de vapor son capaces de drenar el condensado del sistema de manera adecuada, comparando la capacidad de descarga que tienen las trampas de vapor de tabla 3.2.

En Anexo J aparece el método para obtener los resultados de la tabla 4.12.

Tabla 4.9: Condesado proveniente de tinas (Fuente: Elaboración propia)

Tipo	N° de trampas por tina	Vapor entrada tinas (Ton/h)	Condensado trampas tinas (Ton/h)
ACT	1	4,5	9
ACT H	2	4,5	4,5
HT	2	4,5	4,5
Reco	2	4,5	4,5

Observación: El consumo de vapor por parte de radiadores en las tinas es relativamente constante, ya que el tiempo que son utilizados es mucho menor, en comparación al proceso de secado en general (simulador considera consumo constante). Al comparar la capacidad de descarga de las trampas ubicadas en zona de tinas con el condensado generado por estas, es notorio el problema de dimensionamiento de las trampas de vapor.

Cada tres meses las trampas de vapor son evaluadas por el distribuidor TLV, analizando el estado de todas las trampas de vapor del sistema, normalmente realizan observaciones con respecto a trampas de vapor ubicadas en zona de tinas.

Para una mayor comprensión las tinas son conformadas por un calefactor que reciben vapor, a las mismas condiciones que calefactores superiores, las tinas son recipientes con agua para vaporizar con los calefactores en su interior.

En marzo del 2017 TLV menciona en una de sus observaciones lo siguiente:

“Normalmente las trampas de tinas presentan baja temperatura en la mayoría de las plantas de secado. Posiblemente es un problema de dimensionamiento de la trampa.”

Las mediciones se realizaron con el equipo TLV TM5 certificado por "Lloyds Register Quality Assurance".

Tabla 4.10 representa que el condensado para manifolds 1 y 2 en el caso consumo en régimen, las trampas J5X-21 no son capaces de drenar el condensado de manera rápida, en manifold 3 y 4 cumple con los requerimientos (considerar que las cámaras de secado tienen secuenciamiento).

Para facilitar cálculos de evaluación promedio se consideró que, las cámaras para cada uno de los manifolds están en funcionamiento bajo este flujo promedio, sin olvidar que en la práctica el flujo de vapor en el proceso de secado es variable.

Tabla 4.10: Condensado en manifolds (Fuente: elaboración propia)

Manifolds	Número de cámaras	Flujo situacional máximo (Ton/h)	Condensado manifold (Ton/h)
1	3	9	0,9
2	3	9	0,9
3	2	6	0,6
4	1	3	0,3

La tabla 4.11 muestra variación de consumo total de vapor por la línea principal, las trampas de vapor J5X-21 con capacidad de descarga 0,6 Ton/h no son capaces de drenar de manera eficaz el condensado para estos flujos de vapor.

Tabla 4.11: Flujo de vapor por línea principal (Fuente: elaboración propia)

Vapor (Ton/h)	Condensado (Ton/h)
3	0,3
10	1
15	1,5
20	2
25	2,5
30	3
35	3,5

4.6.3 Flujo de vapor crítico o peak.

Para momentos críticos, donde se utiliza el mayor porcentaje de la capacidad de calefacción, las trampas no son capaces de drenar rápidamente el condensado dentro de los equipos, al ser etapas tempranas en los procesos de secado es posible drenar el condensado extra en etapas posteriores.

Esto no quiere decir que en la práctica todo el condensado se drene, al contrario, en el momento que terminan los procesos de secado, queda vapor residual que se condensa y no es drenado por el efecto de contra presión.

Tabla 4.12: Flujo de vapor peak distribuido equitativamente (Fuente: elaboración propia)

Tipo	masa de vapor calefactores (Ton/h)	Vapor entrado calefactores (Ton/h)	Vapor en calefactores (Ton/h)	Suma vapor en 2 calefactores (Ton/h)	Suma vapor en 3 calefactores (Ton/h)
ACT	6,43	3,21	0,64	1,28	1,92
ACT H	10,72	5,36	1,07	2,14	No aplica
HT	14,3	7,15	1,43	2,86	No aplica

Al igual que consideraciones para el flujo en régimen, se emularon cálculos de estimación de condensado en los calefactores para el flujo peak (Tabla 4.13). En cámaras de tecnología ACT, las trampas SJ6FV-X con una capacidad de descarga de 2,5 (Ton/h) y SJ7FV-X con capacidad de descarga de 3,5 (Ton/h), son capaces de extraer el condensado para distribución de dos calefactores de la situación presentada en tabla 4.13, no así para el condensado de 3 calefactores ni para las otras tecnologías.

Las trampas J3X-21 con capacidad 0,39 (Ton/h) son capaces de drenar el condensado para las líneas de distribución (Condensado salidas manifold) a las cámaras de tecnología ACT (Tabla 4.13), para tecnologías ACT-H y HT no son capaces de drenar el condensado.

Tabla 4.13 : Condensado en momentos de mayor consumo (Fuente: Elaboración propia)

Tipo	Condensado trampas	Condensado	Condensado salidas
-------------	---------------------------	-------------------	---------------------------

	de 2 calefactores (Ton/h)	trampas de 3 calefactores (Ton/h)	manifold (kg/h)
ACT	2,57	3,85	321,5
ACT H	4,28	No aplica	536
HT	5,72	No aplica	715

El análisis de las tinajas es equivalente al realizado en el consumo promedio de vapor para las cámaras de secado.

El condensado en los manifold, no es drenado de manera eficaz por las trampas de vapor J5X-21 capacidad de descarga de 0,6 Ton/h (Tabla 4.14).

Tabla 4.14: Condensado en manifold para un mayor consumo (Fuente: Elaboración propia).

Manifolds	Número de cámaras	Flujo situacional máximo (Ton/h)	Condensado manifold (Ton/h)
1	3	30	3
2	3	30	3
3	2	26	2,6
4	1	14	1,4

Observaciones: El flujo de vapor peak es el caso más desfavorable que se puede evitar de manera operacional. Los casos en donde las trampas no son capaces de drenar el condensado, serán analizadas con mayor detención en capítulos posteriores “Problemas y soluciones”

4.7 Evaluación cañería de condensado

Para el dimensionamiento de cañerías de condensado se recomiendan las consideraciones mencionadas anteriormente en el capítulo N° 2 en conjunto con material de apoyo en Anexo B.

En la siguiente tabla se muestran los resultados con las consideraciones de flujo de vapor tomadas para la evaluación de trampas de vapor.

Tabla 4.15: Dimensiones cañerías de condensado consumos promedio, peak y real (Fuente: elaboración propia)

Tecnología de secado, Manifold	Masa de condensado o promedio (Ton/h)	Dimensión según criterios	Masa condensada a peak (Ton/h)	Dimensión según criterios	Estado actual cañerías de condensado
Distribución dos calefactores					
ACT	1,2	DN 32	2,5	DN 50	DN 40
ACT-H	1,2	DN 32	4,2	DN 50	DN 40
HT	1,2	DN 32	5,7	DN 65	DN 40
Distribución tres calefactores					
ACT	1,8	DN 40	3,8	DN 50	DN 40
Salidas de manifold					
ACT	0,15	DN 20	0,32	DN 20	DN 15
ACT-H	0,15	DN 20	0,53	DN 25	DN 15
HT	0,15	DN 20	0,71	DN 32	DN 15
Condensado tinas					
ACT	9	DN 80	9	DN 80	DN 50
ACT-H	4,5	DN 65	4,5	DN 65	DN 50
HT	4,5	DN 65	4,5	DN 65	DN 50
Reco	4,5	DN 65	4,5	DN 65	DN 50
Condensado Manifold					
M 1	0,9	DN 32	3	DN 50	DN 25
M 2	0,9	DN 32	3	DN 50	DN 25
M 3	0,6	DN 25	2,6	DN 50	DN 25
M 4	0,3	DN 20	1,4	DN 40	DN 25

Observación: existen variaciones significativas con respecto a diámetros de cañería de condensado, las dimensiones reales que se presentan en el sistema actual, van de la mano con las dimensiones de las trampas de vapor funcionando en el sistema, al revisar estas variaciones podemos concluir, que ciertas características están en función del consumo promedio de vapor.

Para la línea de retorno de condensado antigua se tiene un DN 200 el cual está sobre dimensionado por efectos propios del cambio de presiones del vapor (vapor flash).

Con respecto a la línea principal DN 100 se promedia un flujo de condensado que retorna a la caldera de 21,5 Ton/h, valor entregado por planta de energía, para este flujo de condensado la dimensión de cañería es correcta.

4.8 Evaluación de aislación

La determinación de un espesor de aislamiento adecuado, obedece en algunos casos a condiciones exclusivamente técnicas, como puede ser limitar la caída de temperatura de un fluido en una conducción o fijar la temperatura máxima superficial de un aislamiento por motivos de seguridad de los trabajadores.

Pero la mayor parte de las inversiones en aislamiento tienen un carácter económico: limitar las pérdidas de calor en recintos a temperaturas muy diferentes a las ambientales. Por ello es necesario introducir conceptos económicos en la elección adecuada del aislamiento, generalmente en la determinación del espesor.

El planteamiento teórico es sencillo, da alusión a que a mayor espesor de aislante disminuyen las pérdidas de calor, pero a un mayor espesor aumenta el costo del aislante.

Representando gráficamente (Fig. 4.9) estos conceptos para la unidad específica y para un período de tiempo previsto de amortización, se tendrá:

- Inversiones en función del espesor de aislamiento (d).
- Pérdidas energéticas más gastos de mantenimiento (costos \$) para el período considerado, en función también de (d).

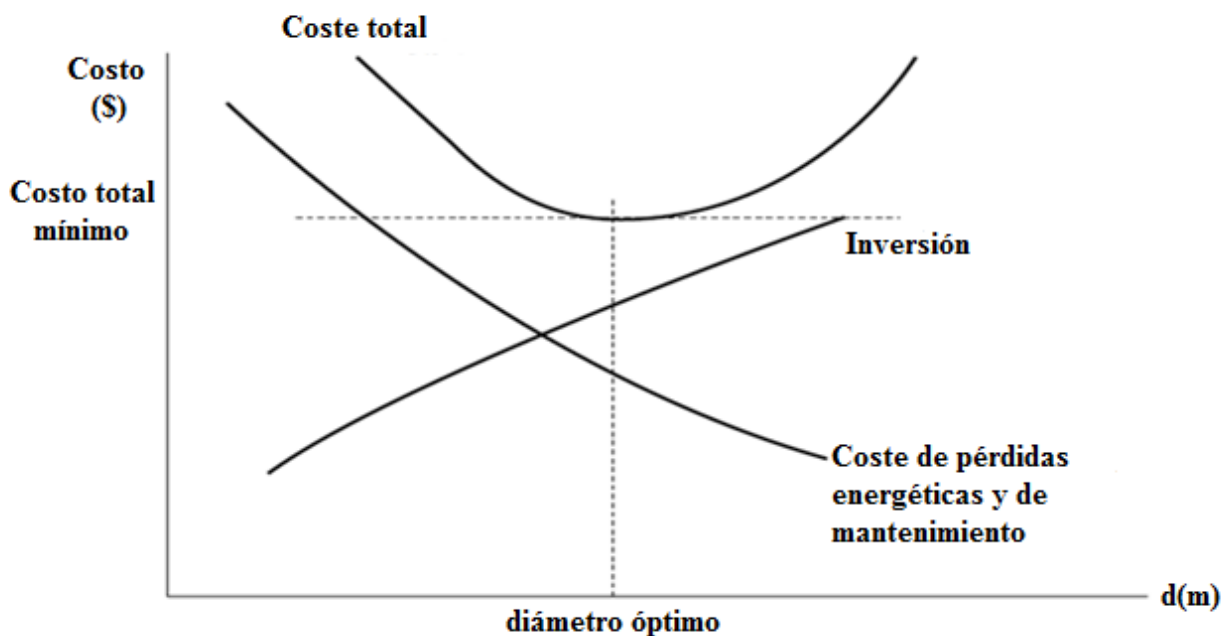


Figura 2 4.9: Representación gráfica coste espesor aislante (Fuente:[4])

El coste total será, para cada espesor de aislamiento, el resultado de los valores de ambas curvas. El coste total será mínimo para un espesor determinado, precisamente el espesor óptimo económico (dopt).

Para determinar el espesor óptimo de lana mineral se realizaron los siguientes cálculos, con información obtenida por parte de planta de energía.

Datos:

$$\text{Rendimiento de caldera} = 85\%$$

$$\text{Combustible} = \text{Biomasa}(\text{aserrín, chip})$$

$$\text{Poder calorífico}(\text{seco}) = 4.480 \text{ (kcal/kg}_c\text{)}$$

$$\text{Poder calorífico}(\text{45\% base húmeda}) = 2.195 \text{ (kcal/kg}_c\text{)}$$

$$\text{Precio aprox}_{\text{combustible}} = 6.800 \text{ (\$/m}^3\text{)}$$

$$\text{Densidad (anhídrida)} = 250 \text{ (kg}_c\text{/m}^3\text{)}$$

$$\text{Densidad (45\% base húm.)} = 454 \text{ (kg}_c\text{/m}^3\text{)}$$

$$\text{Consumo de combustible} = 4.500 \text{ (m}^3\text{/día)}$$

$$\text{Flujo de vapor} = 185 \text{ (Ton/h)}$$

$$\text{Precio de vapor para aserradero} = 10,97 \text{ (US$/Ton)}$$

$$\text{Precio del dólar para efectos de cálculo} = 669 \text{ (\$/US\$)}$$

Para estimar el costo del calor, es necesario conocer la masa del combustible (se estimará el cálculo para 1 Mkal)

$$m_{\text{comb}} = \frac{1.000.000}{\text{rend} * \text{PCI}} \left(\frac{\text{kg}_{\text{comb}}}{\text{Mkcal}} \right) \text{ (62)}$$

$$C_{\text{calor}} = m_{\text{comb}} * C_{\text{unit}} \left(\frac{\$}{\text{Mkcal}} \right) \text{ (63)}$$

$$m_{\text{comb}}: \text{Masa del combustible} \left(\frac{\text{kg}_{\text{comb}}}{\text{Mkcal}} \right)$$

$$\text{rend}: \text{Rendimiento caldera (\%)}$$

$$\text{PCI}: \text{Poder calorífico inferior húmedo} \left(\frac{\text{kcal}}{\text{kg}_c} \right)$$

$$C_{calor}: \text{Costo del calor} \left(\frac{\$}{\text{Mkcal}} \right)$$

$$C_{unit}: \text{Costo unitario del combustible} \left(\frac{\$}{\text{kg}_c} \right)$$

$$dens: \text{Densidad} \left(\frac{\text{kg}_c}{\text{m}^3} \right)$$

Reemplazando y desarrollando se obtiene lo siguiente:

$$m_{comb} = \frac{1.000.000}{0,85 * 2195} = 535,97 \left(\frac{\text{kg}_{comb}}{\text{Mkcal}} \right)$$

$$C_{calor} = 535,97 \left(\frac{\text{kg}_{comb}}{\text{Mkcal}} \right) * 6800 \left(\frac{\$}{\text{m}^3} \right) * \frac{1}{454} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{kg}_{comb}} \right) = 8027,86 \left(\frac{\$}{\text{Mkcal}} \right)$$

$$\text{Precio tonelada} = \text{valor dolar} * \text{valor tonelada}_{aserradero}$$

$$\text{Precio tonelada} = 669 \left(\frac{\$}{\text{USS}} \right) * 10,97 \left(\frac{\text{USS}}{\text{Ton}} \right) = 7338,93 \left(\frac{\$}{\text{Ton}} \right)$$

Al evaluar cuanto calor genera una tonelada de vapor se tiene lo siguiente:

$$\text{Consumo } \text{kg}_{comb}: \text{Conumo } \text{m}_{comb}^3 * \text{densidad}_{comb}$$

$$\text{Consumo } \text{kg}_{comb}: 4500 \left(\frac{\text{m}^3}{\text{dia}} \right) * 454 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) = \frac{2.043.000 \left(\frac{\text{kg}_{comb}}{\text{dia}} \right)}{24 \left(\frac{\text{h}}{\text{dia}} \right)} = 85.125 \left(\frac{\text{kg}_{comb}}{\text{h}} \right)$$

Por regla de tres simples es posible obtener un consumo de combustible por tonelada de vapor.

$$\text{Para 1 tonelada de vapor se consume: } \frac{1 \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right) * 85.125 \left(\frac{\text{kg}_{comb}}{\text{h}} \right)}{185 \left(\frac{\text{Ton}}{\text{h}} \right)} = 460,13 \left(\frac{\text{kg}_{comb}}{\text{h}} \right)$$

Asociado a este consumo de combustible se pagan los 7338,93 (\$/Ton), relacionando la masa de combustible para 1 Mkcal, se obtiene por regla de tres simple el siguiente valor.

$$\text{valor perdida de calor aserradero} = \frac{535,97 \left(\frac{\text{kg}_{comb}}{\text{Mkcal}} \right) * 7338,93 \left(\frac{\$}{\text{Ton}} \right)}{460,13 \left(\frac{\text{kg}_{comb}}{\text{Ton}} \right)} = 8548 \left(\frac{\$}{\text{Mkcal}} \right)$$

El valor que Aserraderos paga por la tonelada de vapor, es menor al costo de generar la tonelada de vapor, esto se explica como un control administrativo dentro del complejo para efectos de balances.

Para obtener pérdidas de calor para distintos espesores de aislación, se realizó una programación en el Software EES, con la información otorgada en el marco teórico apartado 2.8 (Programación Anexo J).

En las siguientes tablas se presenta un resumen de resultados para distintos espesores de lana mineral, producto cotizado en AYRSA aislante y recubrimientos S.A.

Tabla 4.16: Valores caños premoldeados lana mineral (Fuente: AYRSA)

Espesor	40 mm	50 mm	60 mm	70 mm	80 mm	90 mm	100 mm
Diámetro							
8 pulg	\$11.944	\$15.368	\$19.277	\$23.283	\$25.844	\$32.038	\$39.328
10 pulg	\$14.412	\$18.601	\$23.027	\$27.660	\$32.648	\$37.648	\$45.918

Tabla 4.17: Pérdidas aislación para cañería DN 200 (8 pulg) (Fuente: elaboración propia)

Espesor (mm)	perdidas kw/h por metro	Perdida kcal/h por metro	perdidas en pesos por metro lineal	Perdidas en 5 años
0	3,33	2.861,58	24,46	1.071.382,72
25	0,25	217,89	1,86	81.577,04
40	0,17	147,55	1,26	55.243,17
50	0,14	123,22	1,05	46.132,56
60	0,12	106,71	0,91	39.951,50
70	0,11	94,67	0,81	35.444,48
80	0,10	85,60	0,73	32.048,12
90	0,09	78,42	0,67	29.360,01
100	0,08	72,64	0,62	27.196,64

Tabla 4.18: Pérdidas aislación para cañería DN 250 (8 pulg) (Fuente: elaboración propia)

Espesor (mm)	perdidas kw/h por metro	Perdida kcal/h por metro	perdidas en pesos por metro lineal	Perdidas en 5 años
0	3,90	3.356,85	28,69	1.256.814,34
25	0,31	265,01	2,27	99.218,80
40	0,21	178,25	1,52	66.736,07
50	0,17	148,07	1,27	55.436,33
60	0,15	127,60	1,09	47.774,40
70	0,13	112,81	0,96	42.237,20
80	0,12	101,55	0,87	38.019,92
90	0,11	92,78	0,79	34.736,24
100	0,10	85,63	0,73	32.061,00

Tabla 4.19: Resultados aislación para cañería DN 200 (8 pulg) (Fuente: elaboración propia)

Espesor (mm)	Costo de energía perdida por 5 años (\$)	Costo aislante (\$)	Costo total (\$)
0	1.071.382,719		1.071.382,72
40	55.243,17146	11.944	67.187,17
50	46.132,55519	15.368	61.500,56
60	39.951,50104	19.277	59.228,50
70	35.444,48239	23.283	58.727,48
80	32.048,12191	25.844	57.892,12
90	29.360,00721	32.038	61.398,01
100	27.196,63826	39.328	66.524,64

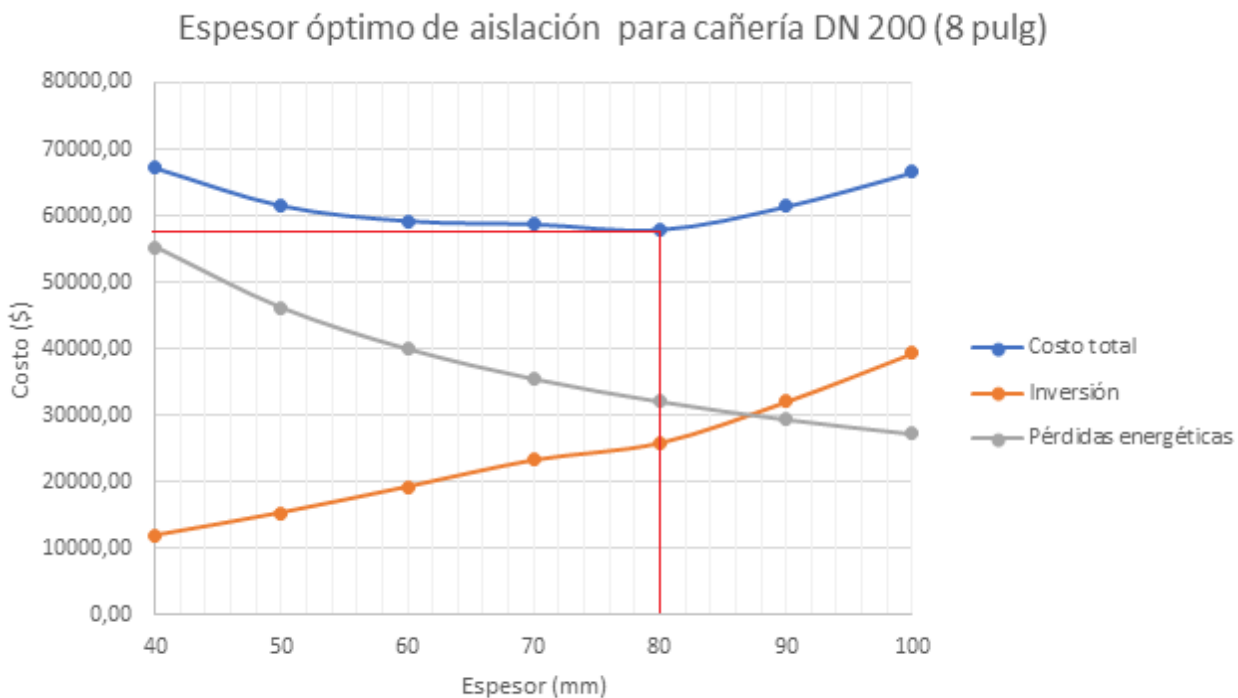
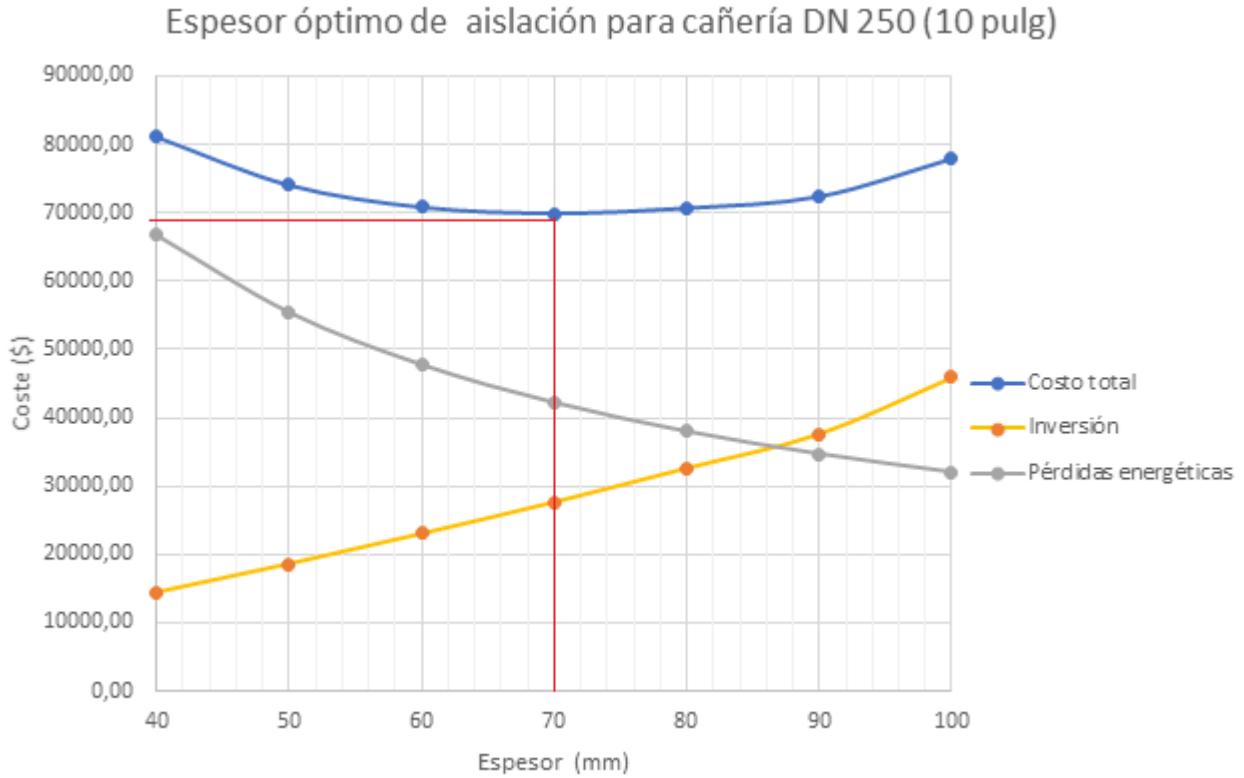


Tabla 4.20: Resultados aislación para cañería DN 250 (10 pulg) (Fuente: elaboración propia)

Espesor (mm)	Costo de energía perdida por 5 años (\$)	Costo aislante (\$)	Costo total (\$)
0	1.256.814,344		12.56.814,34
40	66.736,06902	14.412	81.148,07
50	55.436,32941	18.601	74.037,33
60	47.774,3977	23.027	70.801,40
70	42.237,20336	27.660	69.897,20
80	38.019,92162	32.648	70.667,92
90	34.736,2366	37.648	72.384,24
100	32.060,9991	45.918	77.979,00



El espesor óptimo con respecto al análisis de costo es de 80 mm para DN200 y 70 mm para DN250, actualmente las líneas tienen un espesor de 50 mm esto puede deberse a las consideraciones que se adoptaron a la hora de realizar el proyecto.

Este ejemplo de cálculo puede resultar efectivo para calcular el valor de ahorro que se obtiene al cambiar el aislante y verificar los espesores de cada línea de cañerías en la empresa.

La disminución del costo total que se logra con esta aislación se calcula con los datos señalados en tablas anteriores.

Comparación 80 mm de espesor de aislación versus cañería desnuda (sin aislación, tabla 4.17).

$$\text{disminucion de costos} = 24,46 - 0,73 = 23,73 \frac{\$}{hm}$$

Para el caso de 100 metros de cañería y en un día de operación, se obtiene la siguiente disminución de costos.

$$\text{Ahorro} = 23,73 \frac{\$}{hm} * 100 m * 24 h = 56.952 \$ \text{ al dia por } 100 m \text{ de cañeria.}$$

Al aislar con un espesor de 80 mm la cañería DN 200 de 8", la pérdida de calor se ha reducido al siguiente porcentaje (Tabla 4.17).

$$\% \text{ pérdidas (cañería sin aislar) } = \frac{85,60}{2861,38} * 100 = 2,99 \%$$

Tiempo de Retorno de inversión:

Se agrega tiempo de retorno de la inversión para completar el estudio para el caso mencionado (Tabla 4.16).

$$t_{ret.inv} = \frac{\text{costo estimado por aislar cañerías}}{\text{disminucion de costos}}$$

$$t_{ret.inv} = 25.844 (\$/m \text{ lineal}) / 23,73 (\$/h \text{ m lineal})$$

$$t_{ret.inv} = 1.089 \text{ horas} = 45 \text{ días} = 1,51 \text{ meses}$$

Al igual que en el caso anterior se analiza para cañería DN 250 aislante de 70 mm de espesor versus cañería desnuda (sin aislación, tabla 4.18).

$$\text{disminucion de costos} = 28,69 - 0,96 = 27,73 \frac{\$}{hm}$$

En 100 metros de cañería y en un día de operación, se tiene la siguiente disminución de costos.

$$\text{Ahorro} = 27,73 \frac{\$}{hm} * 100 \text{ m} * 24 \text{ h} = 66.552 \$ \text{ al día por } 100 \text{ m de cañería.}$$

Al aislar con un espesor de 70 mm la cañería DN 200 de 8", la pérdida de calor se ha reducido al siguiente porcentaje (Tabla 4.18).

$$\% \text{ pérdidas (cañería sin aislar) } = \frac{112,81}{3356,85} * 100 = 3,6 \%$$

Tiempo de Retorno de inversión (Tabla 4.16):

$$t_{ret.inv} = \frac{\text{costo estimado por aislar cañerías}}{\text{disminucion de costos}}$$

$$t_{(ret.inv)} = 27.660 (\$/m \text{ lineal}) / 27,73 (\$/h \text{ m lineal})$$

$$t_{ret.inv} = 997,47 \text{ horas} = 41 \text{ días} = 1,38 \text{ meses}$$

Realizando cálculos similares, evaluando el diámetro existente versus el propuesto se concluye que no es conveniente realizar el cambio de espesor, ya que las ganancias monetarias no se justifican con respecto a la inversión y el tiempo de retorno.

En casos generales para estos diámetros de cañería es posible encontrar espesores de aislación de 50 mm, la variación que ocurrió en la evaluación anterior fue debido al precio por tonelada de vapor, realizando cálculos con un precio menor el espesor de aislación se acerca a los 50 mm, siendo este cálculo sensible al precio por tonelada de vapor.

Cabe mencionar que existen tramos de cañería que no tienen aislación debido a la accesibilidad para realizar labores de mantención, lugares como flanges, válvulas, etc. Existen otros lugares donde el aislante está defectuoso, pudiéndose estimar pérdidas monetarias para los dos casos, con los cálculos anteriores.

4.9 Cavitación

La cavitación es un fenómeno que afecta a las bombas hidráulicas, y muchas veces lo podemos percibir cuando estamos cerca de una bomba, se escuchan ruidos extraños, anormales en ella, por lo tanto, requiere una atención especial (Apartado 2.9). Se desarrollará un procedimiento de cálculo para evaluar este fenómeno en las bombas presentes (Fig.4.10), dentro de la línea de retorno de condensado.

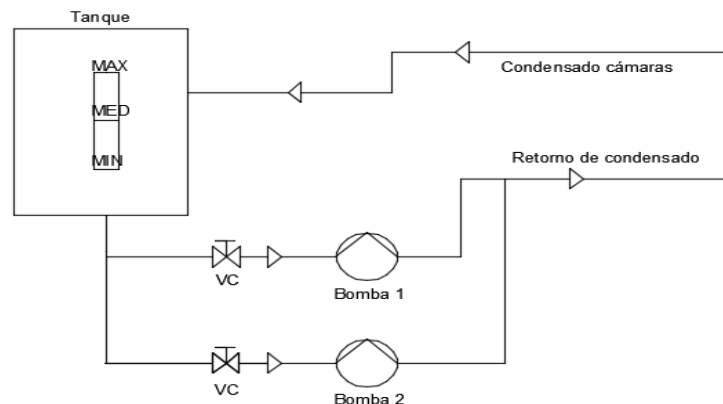


Figura 4.10: Representación gráfica sistema retorno de condensado (Fuente: Elaboración propia)

Datos bomba:

Marca y serie: Vogt H 625

Altura bomba H = 38,5 mca

$$\text{Caudal } \dot{Q} = 30 \frac{m^3}{h}$$

N° de revoluciones = 2900 RPM

Datos estanque acumulador de condensado:

Volumen o capacidad : 3 m³

Temperatura del condensado aprox : 95° C

Altura Tanque de condensado aprox : 3 m

Bombas de retorno de condensado, funcionan cuando el nivel del tanque sobrepasa el 40%, esto mediante un sensor de nivel que funciona por altura del condensado, en su interior.

Al llegar al 40 % de la capacidad del tanque acumulador de condensado, la bomba N°1 entra en funcionamiento, cumpliendo con la función de desplazar el condensado hacia la caldera. Cuando el nivel del tanque se sitúa bajo el 40% la bomba se detiene, la disminución bajo el nivel del 40% ocurre en cosa de segundo, produciendo intermitencia en el proceso.

La cantidad de condensado que llega al tanque acumulador, depende del número de cámaras en funcionamiento, programas de secado y en qué etapa del proceso se encuentran las cámaras.

Además del nivel de 40%, está seteado el nivel de 60% como nivel máximo, momento donde entran en funcionamiento las dos bombas en simultaneo de retorno de condensado.

En el caso de no llegar al 60% y un periodo largo de utilización de una bomba, sucede un cambio de bomba para liberar la carga sobre la misma por periodos.

Como son dos bombas de mismas características y ubicadas en la misma posición y altura, se procede a evaluar solamente una de ellas.

Datos característicos para calculo:

$$\text{Caudal } \dot{Q} = 30 \frac{m^3}{h} * \frac{1}{300} \frac{h}{s} = 0,0083 \frac{m^3}{s}$$

$$\text{Presión tanque} = P_{atm} = 101300 \frac{N}{m^2}$$

N° de revoluciones = n = 2.900 RPM

Diámetro cañería salida de tanque = DN 100 (4")

Diámetro exterior = 114,3 mm

espesor = 6,02 mm

Diámetro interno = 102,26 mm

Diámetro cañería entra de bomba = DN 65 (2^{1/2} ")

Diámetro exterior = 73 mm

espesor = 5,16 mm

Diámetro interior = 62,68 mm

4.9.1 Cálculo del coeficiente de fricción (f) del ducto de entrada.

Para la determinación del coeficiente de fricción de entrada, se utilizaron tablas y diagramas (Referencia bibliográfica: [14])

$$f: F(D/e; R_e)$$

R_e : N° de Reynolds

D/e : Rugosidad relativa

Se ingresa a los diagramas con el diámetro interior y el material o denominación para la cañería, en este caso se escogió acero comercial.

Para el tramo de cañería DN 100 se obtienen los siguientes valores:

$$\frac{D}{e} = 0,00045$$

$$f = 0,017$$

Para el tramo de cañería DN 65 se obtienen los siguientes valores:

$$\frac{D}{e} = 0,00085$$

$$f: 0,018$$

Evaluación del número adimensional Reynold

Reynold para cañería DN 100

$$R_e = \frac{4 * \dot{Q}}{\pi * D * v}$$

Reynold para cañería DN 65

$$R_e = \frac{4 * \dot{Q}}{\pi * D * v}$$

$$R_e = \frac{4 * 0,00833 \frac{m^3}{s}}{\pi * \left(\frac{102,26}{1000}\right) m * 3,092 * 10^{-7} \left(\frac{m^2}{s}\right)} \quad R_e = \frac{4 * 0,00833 \frac{m^3}{s}}{\pi * \left(\frac{62,68}{1000}\right) m * 3,092 * 10^{-7} \left(\frac{m^2}{s}\right)}$$

$$R_e = 335.557$$

$R_e > 4.000 \therefore$ Regimen turbulento

$$R_e = 547.448$$

$R_e > 4.000 \therefore$ Regimen turbulento

$$v = \frac{\dot{Q} * 4}{\pi * D^2} = 2,70 \frac{m}{s}$$

$$v = \frac{\dot{Q} * 4}{\pi * D^2} = 1,01 \frac{m}{s}$$

Valores para densidad y viscosidad cinemática son extraídos de referencia bibliográfica [20]

4.9.2 Determinación del peso específico (γ) del fluido:

Este depende del fluido en circulación, y está en función de la temperatura de trabajo. El peso específico se puede obtener con la siguiente ecuación

$$\gamma = \rho * g$$

Los valores de densidad para el rango de temperatura del condensado en el acumulador son los siguientes.

$$\rho_{agua} = 965 \left(\frac{kg}{m^3}\right) \text{ para } 90^\circ C$$

$$\rho_{agua} = 961 \left(\frac{kg}{m^3}\right) \text{ para } 95^\circ C$$

$$\rho_{agua} = 959 \left(\frac{kg}{m^3}\right) \text{ para } 100^\circ C$$

4.9.3 Pérdidas de carga

Las magnitudes de pérdida de carga para distintos elementos dentro del ducto de succión fueron dimensionadas desde referencias bibliográficas “Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, Crane”.

K (entrada cañería)	=	0,50
K (T flujo desviado a 90 °)	=	1,02
K (codo 90 °)	=	0,51
K (válvula)	=	0,13

K (estrechamiento brusco y gradual) = 0,67

4.9.4 Presión de entrada (P_e),

La presión de entrada es medida en la sección transversal del ducto de succión de la bomba, y esta se encuentra en función de las siguientes variables:

Presión del estanque de alimentación	:	P_0
Peso específico del agua	:	γ
Altura del nivel de agua del estanque	:	z_0
Factor de fricción	:	f
Largo de la cañería del ducto de entrada	:	L_e
Diámetro del ducto de entrada	:	D
Perdida de carga de los distintos accesorios	:	K
Velocidad del fluido	:	V

La ecuación necesaria para dimensionar la presión de entrada es la siguiente:

$$P_e = P_0 + \gamma_{agua} * z_0 - (1 + f * \frac{L_e}{D} + \sum K) * \gamma_{agua} * \frac{v^2}{2 * g} \quad (22)$$

4.9.5 Cálculo del NPSH disponible en la bomba:

Variable principal con la cual es posible evaluar si una bomba cavita o no, los aspectos teóricos fueron presentados en el capítulo de marco teórico y de la información presentada se deduce la siguiente ecuación:

$$NPSH_{disp} = \frac{P_0}{\gamma_{agua}} + z_0 - \frac{P_{sat}}{\gamma_{agua}} - (1 + f * \frac{L_e}{D} + \sum K) * \frac{v^2}{2 * g} \quad (23)$$

4.9.6 NPSHrequerido

Esta es un valor característico de la cavitación, y se toma como el valor de comparación o de criterio para determinar el estado crítico de la bomba y con ello realizar acciones correctivas.

Ecuaciones.

$$NPSH_{req} = k * n^{\frac{4}{3}} * \dot{Q}^{\frac{2}{3}} \quad (24)$$

El factor (k) es una representación respecto al número de entradas de la bomba, para este caso es el siguiente:

$$k = 12.2 * 10^{-4}$$

Las siguientes tablas presentan los resultados obtenidos mediante una programación en el Software EES para distintas temperaturas y una variación de la altura para nivel de agua.

En las tablas se presenta un valor A el cual muestra la altura de la cota dentro del tanque acumulador de condensado.

con velocidad $n = 2900 \text{ RPM}$ y un caudal $= 30 \text{ m}^3/\text{h}$

Tabla 4.21: Resultados (Fuente: Elaboración propia)

A	NPSH disponible 90°	NPSH disponible 95°	NPSH disponible 100°	NPSH requerido
0	2,627	2,634	2,638	2,074
0,3	2,927	2,934	2,938	2,074
0,6	3,227	3,234	3,238	2,074
0,9	3,527	3,534	3,538	2,074
1,2	3,827	3,834	3,838	2,074
1,5	4,127	4,134	4,138	2,074
1,8	4,427	4,434	4,438	2,074
2,1	4,727	4,734	4,738	2,074
2,4	5,027	5,034	5,038	2,074
2,7	5,327	5,334	5,338	2,074

Tabla 4.22: Resultados (Fuente: Elaboración propia)

Caudal	NPSH disponible	NPSH disponible	NPSH	NPSH
---------------	------------------------	------------------------	-------------	-------------

m^3/h	90°	95°	disponible 100°	requerido
10	3,529	3,536	3,54	0,997
15	3,528	3,536	3,54	1,306
20	3,528	3,535	3,539	1,583
25	3,527	3,535	3,539	1,836
30	3,527	3,534	3,538	2,074
35	3,526	3,534	3,538	2,298
40	3,526	3,534	3,537	2,512
45	3,526	3,533	3,537	2,717
50	3,525	3,533	3,537	2,915
55	3,525	3,532	3,536	3,106

Por leyes de semejanza variando las revoluciones se evalúa el NPSH a distintas temperaturas, para $Caudal_a = 30m^3/h$; $n_a = 2900$, se tiene lo siguiente:

Tabla 4.23: Resultados (Fuente: Elaboración propia)

n_b	Caudal	Altura min	NPSH disponible 90°	NPSH disponible 95°	NPSH disponible 100°	NPSHreq
1	0,01034	0,9	3,529	3,537	3,541	0,0102
301	3,114	0,9	3,529	3,537	3,541	0,458
601	6,217	0,9	3,529	3,536	3,54	0,7263
901	9,321	0,9	3,529	3,536	3,54	0,9513
1201	12,42	0,9	3,528	3,536	3,54	1,152
1501	15,53	0,9	3,528	3,536	3,539	1,337
1801	18,63	0,9	3,528	3,535	3,539	1,51
2101	21,73	0,9	3,528	3,535	3,539	1,673
2401	24,84	0,9	3,527	3,535	3,539	1,829
2701	27,94	0,9	3,527	3,535	3,538	1,978
3001	31,04	0,9	3,527	3,534	3,538	2,122

Al llegar el nivel del tanque de condensado al 30% las bombas se detienen, aproximadamente 0,9 m de altura del nivel de condensado, siendo esta la mínima altura.

Con los criterios mencionados en el capítulo “marco teórico” y resultados obtenidos, se concluye que las bombas no cavitan.

Capítulo N°5: Problemas y soluciones

Todas las magnitudes mencionadas en este apartado, están en función a las consideraciones tomadas en el estudio técnico, marcas y valores mencionados son de distribuidores con convenio de Aserraderos Cholguán, dicho esto los problemas detectados en la unidad de secado son los siguientes:

- Ubicación de trampas.
- Inclinación línea de vapor.
- Selección de trampas de vapor.
- Contrapresión.
- Derivación de vapor.
- Sistema de atemperación.
- Factor operacional.

5.1 Ubicación de las trampas

Como es mencionado en el estudio técnico, las trampas de vapor deben tener una distancia entre ellas de 30 a 50 (m). Para Aserraderos cholguán, existe un caso, donde la separación entre trampas sobrepasa dicho límite.

Se recomienda, agregar una trampa de vapor, antes de la válvula reguladora de presión y de control, para prevenir que el condensado se acumule cuando las válvulas estén cerradas, produciendo como ejemplo erosión del asiento de la válvula.

El caso de válvulas de control ubicadas en los manifolds, existen purgas de condensado que son abiertas, antes de que ingrese vapor a las cámaras luego de una detención.

Observación: En marzo del 2017, se instaló una válvula de seguridad ubicada luego de la válvula reguladora de presión. La válvula reguladora de presión, regula mediante sistema neumático. Por motivos ajenos, el sistema neumático falló, accionando la válvula de seguridad en el sistema, la válvula reguladora de presión funciona normalmente cerrada, lo que indica una fuga de vapor por el agente regulador dentro de la válvula, pudiéndose atribuir a la existencia de condensado en la línea de distribución.

Recomendación: instalar una trampa de vapor antes de la válvula reguladora de presión.

- Aserraderos Cholguán por tener convenio con TLV dispone de trampas de vapor mecánicas del tipo flotador TLV J5X N° de orificio 21, para extraer condensado de las líneas. El precio estimado de esta trampa de \$267.350 (USD 400) aproximadamente.

5.2 Inclinación

Debido a la ubicación de la línea de distribución de vapor (altura) y asuntos de seguridad asociados, no fue posible revisar la inclinación en la línea de distribución de vapor.

En primeras instancias la línea presentaba a simple vista, inclinaciones que no facilitaban el flujo de condensado para su posterior extracción (Fig.5.1).

En la parada de secado realizada en marzo de 2017, se realizaron trabajos en la línea referente a esta situación, revisando los soportes e inclinación en conjunto con cambios de aislación en ciertos puntos.

En las siguientes imágenes, se visualiza mala inclinación (Fig.5.1) y ruptura de la protección de la aislación debido a movimientos de la línea por golpes de ariete (Fig.5.2).

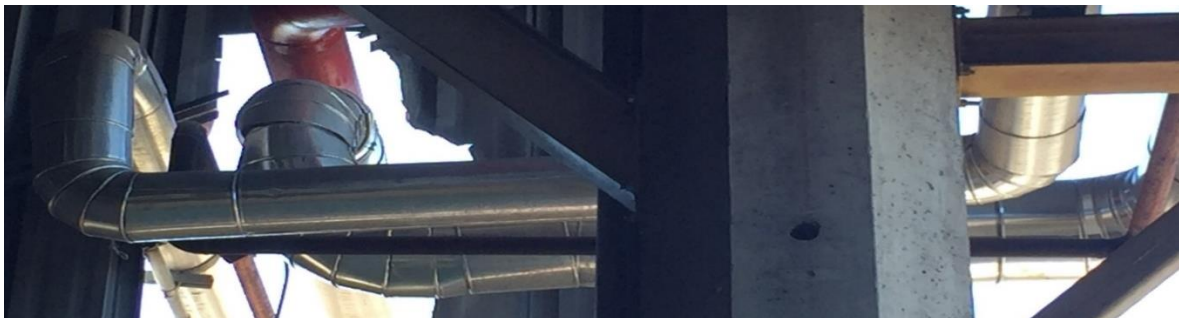


Figura 5.1: Ejemplo inclinación inadecuada para línea de distribución de vapor (Fuente: Elaboración propia).



Figura 5.2: Daños protector de aislación debido a golpes de ariete (Fuente: Elaboración propia)

5.3 Selección Trampas de vapor

Las trampas de vapor en el sistema son capaces de drenar el condensado para un consumo promedio de vapor o a medida que el proceso o los procesos de secado están en etapas avanzadas.

Para primeras etapas donde el consumo de vapor es más alto, no es posible por parte de las trampas de vapor drenar de manera eficaz el condensado dentro de los calefactores (Tabla 4.11 y 4.14), por ende, se producen efectos de Golpe de ariete.

5.4 Golpe de ariete

Existen dos tipos de golpe de ariete:

- Sección con fluido en fase líquido (condensado).
- Sección con fluido en fase de gas (vapor).

Para el caso de un fluido en fase líquido, el golpe de ariete ocurre en las cañerías de condensado (presente estudio). Es un fenómeno que se presenta cuando hay cambios de dirección o cierres bruscos (regulación del flujo), impidiendo la circulación normal del fluido, esto produce que el agua (fluido incompresible), se acumule en dicho punto de intersección y produzca una sobre presión, comprendiendo esto como un sin número de partículas del fluido, que chocan entre sí por fuerzas de inercia, produciendo una sobre presión en primera instancia y una presión de vacío a la hora de cambiar la dirección del fluido. Este movimiento se comporta como onda dentro de las cañerías y puede producir determinados contratiempos y daños.

Cuando el fluido está en forma gaseosa (líneas de vapor), el golpe de ariete se puede subdividir en dos formas:

- Condensado impulsado por velocidad del vapor.
- Vapor en contacto con condensado.

Para el primer caso, es notorio que la velocidad del vapor ronda entre 15 (m/s) a 40 (m/s), para cañerías que cumplen con los requisitos. Al acumularse condensado dentro de la cañería, este al entrar en contacto con el vapor, es impulsado a gran velocidad chocando dentro de la misma, otro efecto de la velocidad del vapor es el de rizadura, al entrar en contacto con una porción mayor de condensado se producen “olas” dentro de las cañerías, que chocan entre sí.

En el segundo caso, se debe mencionar que el vapor tiene un volumen 1000 veces mayor (dependiendo de la presión) que el condensado. Al entrar el vapor en contacto con el condensado, puede suceder una condensación brusca del vapor (fenómeno que ocasiona una presión de vacío) o una evaporación instantánea del condensado (fenómeno que ocasiona una sobre presión).

Los golpes de ariete, producen efectos negativos dentro de las líneas de vapor y retorno de condensado, efectos que por lo general no es posible ubicar y se detectan cuando afectan algún componente donde el material era más débil.

En Aserraderos Cholguán, es posible encontrar, en la mayoría de las ocasiones, flotadores de trampas afectados por el golpe de ariete (Fig. 5.3), ruptura de los serpentines en las uniones soldadas o en el cuerpo de estos, desnivel en líneas de vapor debido al movimiento de la misma, costos monetarios y en las instancias más problemáticas aspectos de seguridad.



Figura 5.3: Flotador de trampa afectado por golpe de ariete. (Fuente: Elaboración propia)

Con lo mencionado anteriormente se puede notar la importancia de drenar de manera eficaz, el condensado presente dentro de las líneas y equipos de vapor.

La unidad de secado, cuenta con trampas que pueden drenar adecuadamente el condensado mientras el proceso de secado avanza. En momentos de consumo crítico algunas trampas no drenan de la mejor manera.

Recomendaciones:

Se recomienda revisar la capacidad de descarga de condensado de las trampas de vapor para calefactores de tinas.

Todas las cámaras de Aserraderos Cholguán, cuentan con iguales dimensiones de calefactor para tinajas, tanto cámaras de tecnología ACT-H como HT presentan dos trampas por tina, mientras que las cámaras ACT solo presentan una.

Se recomienda, agregar una segunda trampa a las tinajas dentro de las cámaras (una trampa por calefactor) y considerar trampas de mayor capacidad de descarga (igual o superior a 4.5 Ton/h).

En sus comienzos, las tinajas para cámaras de secado ACT, tenían implementadas trampas de vapor Spirax sarco de alta capacidad de descarga FT43 DN 50.

Revisando los catálogos para ese diámetro DN 50, no teniendo información sobre el N° de orificio, las capacidades de descarga, para orificio N° 14 y contra presión de 8 bar es de 7.000 kg/h, para orificio N° 10 la capacidad de descarga es de 5.500 kg/h y por último para orificio 4.5 la capacidad es de casi los 15.000 kg/h.

Las capacidades de descarga de tales trampas, se acercaban a la capacidad obtenida por simulador, solo fallando en el número de ellas.

Con los análisis realizados en el estudio técnico en conjunto con consultas realizadas al distribuidor principal TLV se recomienda lo siguiente:

Cambiar trampas para cámaras ACT a trampas TLV SJ7FNX-14- dn50- PN40RF con capacidad de descarga de 3.500 kg/h o TLV J7.2X-10-2"-ANSI 300RF con capacidad de descarga 4.900 kg/h.

Trampa de vapor TLV SJ7X es un modelo de cambio para las existentes SJ6NX, su precio registrado en Aserraderos ronda el valor de \$1.050.000 (IVA incluido). El precio unitario para TLV modelo J7.2X-10 es de \$1.029.459 (IVA incluido).

5.5 Contra presión

Aserraderos Arauco tienen una línea de retorno de condensado ubicada en altura. Esta línea produce una contrapresión por columna de agua en las trampas de vapor, cuando los equipos de vapor no están siendo utilizados el vapor residual se condensa y queda dentro del calefactor.

EL vapor entra en contacto con el condensado, produciendo golpes de ariete. En la actualidad el personal de operaciones, no abre purgas de condensado dentro de los secadores cuando estos se han detenido, ellos realizan procesos de barrido de condensado realizando pequeñas aperturas en las válvulas, introduciendo vapor para manejar este fenómeno.

Además de este sistema que realizan los operadores, en las tinajas para cámaras ACT se presentan válvulas anti congelamiento (Fig.5.4), válvulas que drenan condensado en momentos de contra

presión, estas válvulas tienen una capacidad de descarga aproximada de 270 kg/h de condensado.

Válvulas Automáticas Anticongelamiento



Utilizadas para evitar el congelamiento del condensado residual durante los paros de planta ó equipos de proceso.

Rango de presión operacional: **0,03 - 2 MPaG**
 Rango de temperatura operacional: **0 - 220 °C**

Figura 5.4: Válvula anticongelamiento (Fuente:[7])

Una solución para la contrapresión presentada en literatura de distribuidores son las trampas bombas (Fig.5.5). Estos equipos funcionan como trampa cuando el equipo (calefactor) está siendo utilizado y en momento que la presión de salida es mayor que la de entrada, cambia de funcionamiento a modo bomba, donde el agente de impulsión puede ser accionado por vapor u aire por una línea extra a la trampa bomba.

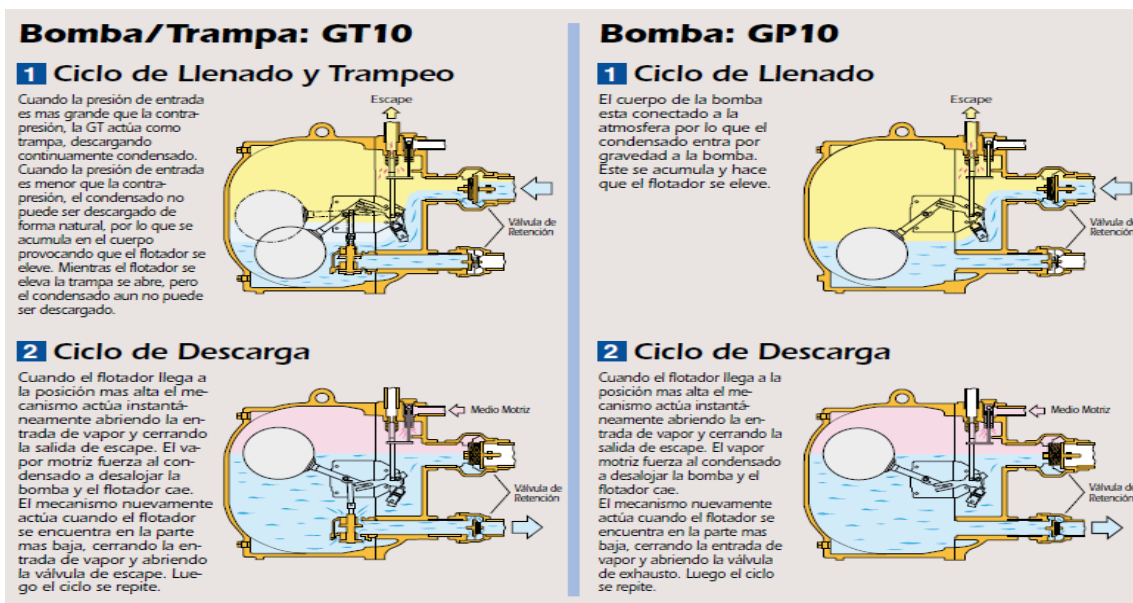


Figura 5.5: Equipos para contrapresión (Fuente:[7])

Observación: realizando consultas con proveedores de Aserraderos Cholguán se concluye que no es necesario instalar estos sistemas de remoción de condensado, dado esto, distribuidores no entregaron mayor información, ni valores para distintos equipos.

Distribuidor alternativo (Spirax Sarco) presenta una cotización para el caso de contra presión mencionado, considerando equipos de su marca (homólogos a figura 5.6), llegando al valor de \$16.025.226 (USD 23.954) sin contar instalación.

5.6 Distribución de vapor

En la línea de distribución es posible observar ramificaciones que no están bien direccionadas como se presenta en la figura 5.6.



Figura 5.6: Extracciones de vapor deficientes (Fuente: Elaboración propia)

Recomendación:

Se recomienda una extracción de vapor por la parte superior de la cañería, para obtener un vapor más seco, como se muestra en la figura 5.7.

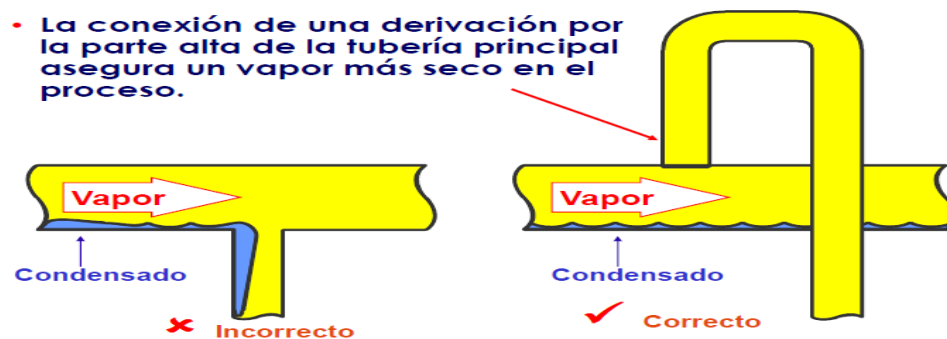


Figura 5.7: Recomendación Spirax Sarco (Fuente:[8]).

de atemperación, en cosa de segundos baja el nivel del estanque, se detienen las bombas, esto implica que en este leve periodo de tiempo se atempera el vapor en la línea de vapor.

- Nivel alto 60 % del estanque de condensado: es el nivel seteado más alto, en el cual funcionan las dos bombas de condensado y por ende funciona la bomba de atemperación.



Figura 5.9: Bomba atemperador (Fuente: Elaboración propia).

El sistema de atemperación no funciona de manera correcta, el solo hecho de funcionar intermitentemente complica a las cámaras de secado, ya que no reciben vapor con la temperatura de trabajo en todo momento, si no que varía en el tiempo.

En la siguiente Figura (Fig.5.10) se puede visualizar la temperatura del atemperador en funcionamiento normal presentado valores de 182°C y una presión de 8,98 bar,



Figura 5.10: Variables línea principal de vapor (Fuente: Elaboración propia)

En la figura 5.11 se visualiza la temperatura del sistema funcionando sin el sistema atemperador, notando que presenta 193°C, mientras que la presión no se ve afectada, ya que la válvula reguladora de presión funciona correctamente.

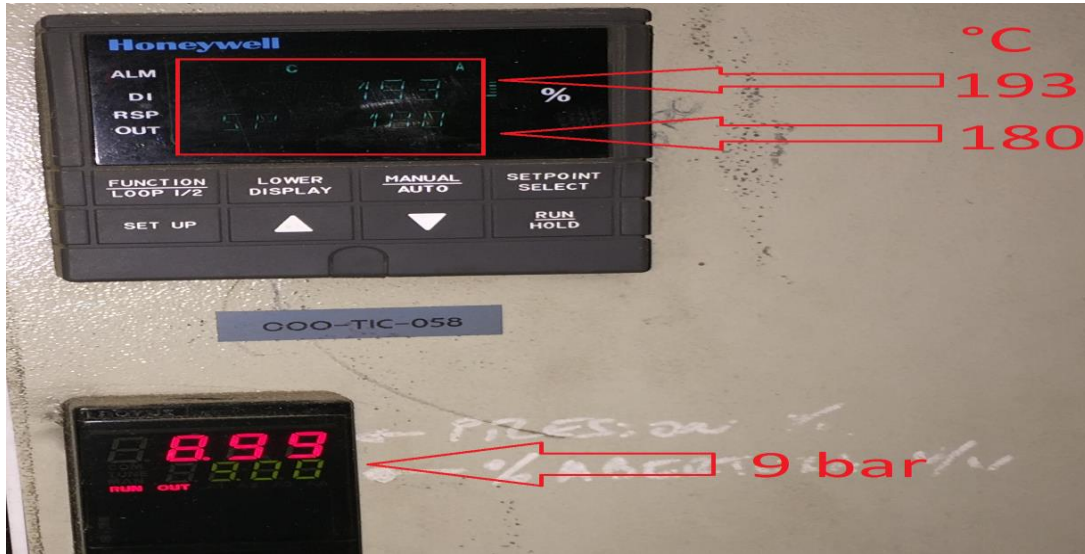


Figura 5.11: Variables línea principal (Fuente: Elaboración propia)

Esta forma de operar puede provocar mal control en la temperatura, baja calidad de vapor, formación de golpes de ariete en matriz principal de vapor, además las fluctuaciones de temperatura pueden provocar choque térmico que derivan en daños severos a tuberías y otros equipos.

Recomendaciones:

Se recomienda modificar las condiciones de funcionamiento de la bomba del atemperador, configurando su accionamiento en función de la temperatura del vapor y agregar un tanque independiente, donde extraer condensado para un funcionamiento continuo, contemplando los sensores y alarmas correspondientes.

Spirax Sarco realizó una cotización, donde el valor que ellos presentan para este sistema es de \$18.276.411 (USD 27.319).

Este valor considera atemperador tipo Venturi VTD, válvula de control para agua, filtro, conjunto de manómetros, transmisores de presión/temperatura, controladores y no considerará tanque de condensado ni armado.

Se sugiere agregar un tanque hidroneumático Vogth HV 750/6 mm tiene un valor de \$1.757.350 (USD 2626), previa verificación del estanque analizando las capacidades de bombas, no obstante, el sistema debe contar con sus sensores de nivel y alarmas para verificar que la bomba no accione con ausencia de condensado.

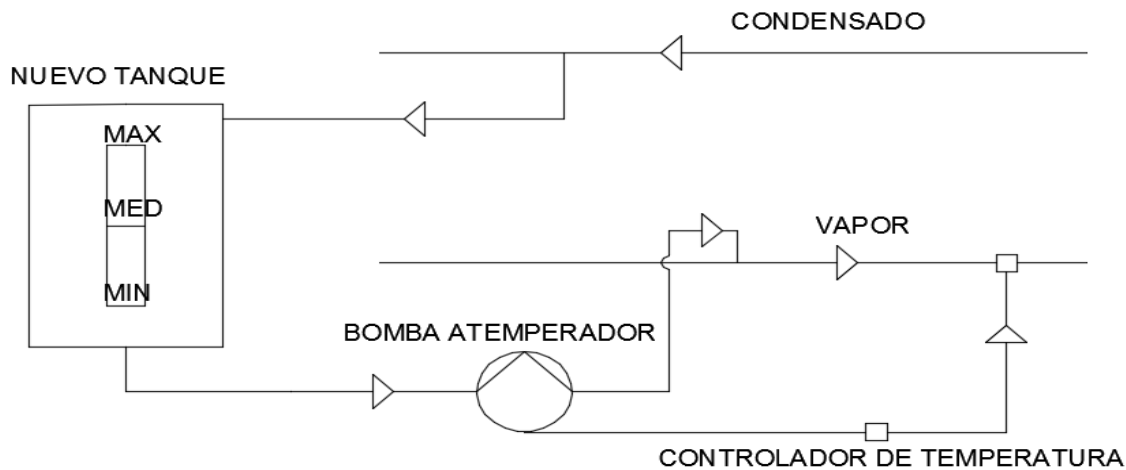


Figura 5.12: Diagrama aterperación (Fuente: Elaboración propia).

Capítulo N° 6: Análisis económico

En el presente capítulo se evalúa económicamente propuesta referente a capacidad de descarga de trampas de vapor, de zona tinas en el interior de las cámaras, mencionado en capítulo N° 5. Aserraderos Cholguán tiene ciertas consideraciones a la hora de evaluar proyectos que puedan ser implantados en etapas posteriores.

Se tienen tres tipos de proyecto, los cuales son:

- A. Disminución de HH: disminución de costos por horas extras del área, insumos, personal, entre otros.
- B. Eliminación de tiempos muertos que no son cuello de botella: estos proyectos tienen una disminución de costo fijo (costo de personal: remuneraciones fijas, transporte, casino, energía eléctrica, etc.)
- C. Disminuir frecuencia de cambio de partes o equipos: al disminuir la frecuencia, disminuye el costo de mantención o el costo de cambio. evaluar en base a la diferencia de costos.

En capítulo N° 5, se menciona agregar una trampa de vapor TLV J5X N° de orificio 21, antes de válvula reguladora de presión, para cumplir con las consideraciones mencionadas, el costo de dicha trampa es de \$267.350 (USD 400).

El caso de contrapresión queda en cierto modo en receso, en espera de posibles resultados que se puedan obtener al implementar el cambio de trampas en tinas de vapor.

El valor cotizado respecto a contrapresión es de \$16.025.226 (USD 23.954), considera armado de bombeo de condensado, con manifold preparado para recibir condensado de las tinas y demás zonas, no considera instalación

El sistema de atemperación no es evaluado económicamente en el presente capítulo, debido a que, no fue posible atribuir costos directos respaldados por registros de avería, asociados al problema, no obstante se presenta valor cotizado, con un valor de \$18.276.411 (USD 27.319), considera válvulas de control para agua, filtro, conjunto de manómetros, transmisores de presión/temperatura, controladores y válvulas manuales, se agrega un estanque de condensado hidroneumático Vogth HV 750/6 mm con valor de \$1.754.350 (USD 2.626).

La propuesta de incorporar y cambiar modelos de trampas de vapor para tinas en el interior de las cámaras, es evaluado con mayor detención dentro del presente capítulo. El análisis económico se centra para casos B y C (disminución de tiempos muertos y costo por mantención).

6.1 Evaluación de costos

El análisis económico se realiza en función de los costos de mantención registrados en base de datos digital, para el periodo 2016-2017 en Software SAP (sistema de planificación de recursos empresariales).

Estos registros de costos, son analizados mediante filtros de información que dependen de cada sector a analizar. Se analizaron un total de 1523 registros de mantención para la unidad de secado donde un total de 116 registros se relacionan directamente con problemas detectados.

Los costos asociados a problemas detectados, representan el 10% (\$41.216.502) del costo total utilizado en el área de secado (\$391.579.653).

Cabe mencionar que no existe un estándar para el ingreso de “*aviso de avería*” ni “*orden de trabajo*” (Documentos o registros para SAP), por lo que existen registros que no son descritos al 100%, pudiendo provocar errores a niveles más específicos de análisis.

En la tabla 6.1 se presenta un análisis más específico, considerando sectores o items más utilizados por operador, supervisor u otra persona que cumpla con los permisos para ingresar estos avisos.

Debido a no existir un estándar de ingreso, existe alta posibilidad de que un aviso se repita y sea contabilizado nuevamente en el costo o por el mismo motivo no es contabilizado.

Tabla 6.1: Costo específico unidad de secado (Fuente: SAP, Elaboración propia)

Sector	Costo(\$)
Tinas	11.699.125
Serpentines	6.013.689
Empaquetadura	7.910.742
Cambio de trampas	7.110.385
Válvulas	11.997.460

Observación: los cuatro primeros ítems de la tabla 6.1 en un gran porcentaje están relacionados a la zona de tinas.

Costo asociado a tinas periodo 2016-2017, con diferenciación de cámaras se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 6.2: Costo por mantención correctiva asociado al problema de tinas (Fuente: Sap, Elaboración propia)

Secador	Total (\$)
Secador 1	917.412
Secador 2	356.670
Secador 3	2.909.675
Secador 4	1.240.545
Secador 5	2.609.331
Secador 6	1.920.626
Secador 7	145.500
Secador 8	0
Secador 9	991.941
Reco	607.425

Para evaluar el comportamiento de las cámaras, se presentan costo promedio anual por mantenciones correctivas en la tabla 6.3, para cámaras con dos trampas en zona de tinas (tecnología ACT-H y HT) versus las cámaras con una trampa en su tina (tecnología ACT),

Tabla 6.3: Promedio costo anual distintas tecnologías de secado (Fuente: Elaboración propia)

Unidad	Costo Promedio (\$)
Cámaras 1-6 (una trampa por tina)	1.659.043

Cámaras 7-Reco (dos trampas por tina)	581.622
---------------------------------------	---------

Al evaluar el promedio se aprecia que existe un mayor gasto en las cámaras que presentan solo una trampa por tina, un 65% más que las cámaras con dos tinas.

Al considerar este porcentaje, se hace una estimación o proyección de lo que es posible ahorrar con esta mejora, esto para luego ser evaluado en conjunto con costos asociados a tiempo muerto y costo por mantención en análisis económico, con las consideraciones de Aserraderos Cholguán.

Una proyección de los efectos de la propuesta presentado, es mostrado en la tabla 6.4

Tabla 6.4: Evaluación de costos considerando o no propuestas (Fuente: Elaboración propia)

Unidad	Costo sin propuesta (\$)	Costo con propuesta (\$)
Cámaras 1-6	9.954.259	3.493.944
Cámaras 7-Reco	1.744.866	1.744.866
Total	11.699.125	5.238.810

6.2 Tiempo muerto

Los problemas detectados producen tiempos muertos en la unidad de secado de Aserraderos Cholguán, por este motivo se realiza un análisis similar al anterior en el mismo periodo.

Tiempo muerto asociado a tinas periodo 2016-2017, con diferenciación de cámaras se presenta en la siguiente tabla:

Tabla 6.5: Tiempo muerto asociado a problema detectado (Fuente: SAP, Elaboración propia)

Secador	Total (h)
Secador 1	78,57
Secador 2	4,68
Secador 3	22,06
Secador 4	6,95
Secador 5	49,01
Secador 6	31,51
Secador 7	2,11
Secador 8	1,11
Secador 9	14,31

Reco	0
------	---

Para evaluar el comportamiento de las cámaras se presenta tiempo muerto promedio anual en tabla 6.6, para cámaras que presentan dos trampas en las tinas (tecnología ACT-H y HT), versus las cámaras con una trampa en su tina (tecnología ACT).

Tabla 6.6: Promedio tiempos muertos por tecnología de secado (Fuente: Elaboración propia)

Unidad	Promedio tiempo muerto (h)
Cámaras 1-6 (una trampa por tina)	32,13
Cámaras 7-Reco(dos trampas por tina)	5,84

Se observa que existe un mayor tiempo muerto en cámaras que presentan solo una trampa por tina, un 82% más que las cámaras con dos tinas.

Al considerar este porcentaje se hace una estimación u proyección (Tabla 6.7) de lo que es posible ahorrar con esta mejora. Esto representado en la siguiente tabla.

Tabla 6.7: Evaluación propuesta a problema detectado (Fuente: Elaboración propia)

Unidad	Tiempo muerto sin propuesta (h)	Tiempo muerto con propuesta (h)
Cámaras 1-6	192,78	36,62
Cámaras 7-Reco	17,53	17,53
Total	210,31	54,16

Para presentar costos por tiempos muertos en Aserraderos Cholguán, es necesario definir los siguientes indicadores.

Los indicadores utilizados en Aserraderos Cholguán son los siguientes:

- Factor de uso (FU): indica cuanto tiempo realmente se trabajó en un tiempo determinado.
- Ritmo: corresponde a ciclos reales comparados con los ciclos potenciales, que se pueden haber realizado en un tiempo determinado.
- Factor de operación (FO): consecuencia entre el factor de uso y del ritmo, además mide la operación en su totalidad.

Se estima el valor del tiempo muerto mediante el factor de operación. En la tabla 6.8 se presenta la pérdida de no producir madera en la unidad de secado, donde indirectamente el tiempo muerto es aplicado en la forma de calcular el FO.

El costo se obtiene, estimando el valor de un punto por porcentaje de FO, donde el tiempo muerto asociado a los problemas encontrados es contabilizado.

No fue posible analizar datos anteriores a septiembre, debido a carencia de esta información, en octubre de 2016 el factor de operación superó el 95% por lo tanto se cumplió la meta en la unidad de secado y el tiempo muerto para ese mes no se contabiliza.

En la tabla 6.8 el apartado “Oportunidad FO”, se refiere a la pérdida por producción, “TM” se refiere a tiempo muerto, se utilizan los valores en dólares por consideraciones de planta.

En la siguiente tabla se presenta el tiempo muerto relacionado a problemas de tinas dentro de las cámaras de secado.

Tabla 6.8: Costo de tiempo muerto referido a tinas con sólo una trampa

(Fuente: Administración Aserraderos Cholguán)

Mes	Oportunidad FO (USD)	TM mes (h)	FO IGP (%)	Delta (%)	TM falla (h)	%de TM falla	Perdida USD	Ptos de FO (%)
Sep.	18.557	940	82,40	17,60	24,78	2,64	489,19	0,46
Oct.	0	1.061	98,00	2,00	2,15	0,20	0,00	0
Nov.	10.716	875	86,80	13,20	18,55	2,12	227,18	0,28
Dic.	12.816	1.020	85,90	14,10	19,11	1,87	240,11	0,26

Sumando los costos por pérdida de tiempo muerto se obtiene el valor de USD 956. Aplicando la proyección de disminución de tiempos muertos en cada uno de los meses se obtiene como valor USD 380.

6.3 Trampas para tinas

Con los estudios realizados se concluye que, las trampas de tinas de tecnología ACT, no tienen capacidad de descarga de condensado adecuada y presentan mayor costo por mantención y tiempos muertos, que trampas de tinas de tecnología ACT-H y HT.

Aserraderos Cholguán, busca tener un solo distribuidor de trampas de vapor, por tema de códigos y accesos a distintos proveedores.

En primera instancia se recomendó cambiar las trampas por una de mayor capacidad de descarga, se comenta esta conclusión en función a los criterios utilizados en el capítulo de estudio técnico.

Bajo estos criterios de consideraron las trampas TLV modelo J7.2X-10 con un valor \$1.029.459 (IVA incluido).

No obstante, consultando con distribuidor, bajo sus consideraciones es posible admitir trampas con una menor capacidad de descarga. Comparando los sistemas actuales, desde la cámara 7 a la Reco, en donde se utilizan dos trampas TLV modelo SJ6NX con un valor de \$1.124.850, son sistemas que presentan costos menores que cámaras de tecnología ACT, con una trampa por tina. Es debido mencionar que la capacidad de descarga para estas trampas es menor que la J7.2X-10.

La inversión para cambiar las trampas en cámaras ACT y agregar una segunda trampa de vapor, llega al valor de los \$12.353.508 (USD 18.465) además agregando 6 válvulas de retención por un precio de \$558.588 (USD 834) asciende a una inversión de \$12.912.096 (USD 19.300).

6.4 Evaluación económica

Se evalúa el proyecto de cambio de trampas de vapor. En Aserraderos Cholguán, se evalúan proyectos con una tasa de 9%, un impuesto de renta de 24% y en un periodo de 3 años.

Si no cumple con estos requisitos el proyecto no es rentable. Se considera el precio del dólar como \$669 (valor considerado en evaluaciones anteriores).

La tabla 6.9 presenta los flujos del proyecto de incorporar y cambiar trampas de vapor para cámaras de tecnología ACT, considerando los costos de inversión, costos de mantención y tiempos muertos antes del proyecto y con proyecto.

Tabla 6.9: Flujo proyecto N°1 (Fuente: Elaboración propia)

Costos Antes del Proyecto	Valor (USD)
Costo por mantención correctiva tinas	17.487
Costo por tiempo muerto tinas	956
Total Costos	18.443
Costos con Proyecto	Valor (USD)
Costo por mantención correctica tinas	7.831
Costo por tiempo muerto tinas	380
Total Costos	8.211
Flujo Proyecto	10.233

En la tabla 6.10 se presentan flujos de cajas para la propuesta, en tabla 6.11 exponen indicadores económicos en función a las consideraciones mencionadas.

Tabla 6.10: Flujo de caja N°1 (Fuente: Elaboración propia)

Flujo de Caja				
Periodo	Inv. Inicial	Ingresos	Impuestos	Flujo Caja
AÑO	USD	USD	USD	USD
0	-19.300	-	-	-19.300
1	-	10.233	2.456	7.777
2	-	10.233	2.456	7.777
3	-	10.233	2.456	7.777

Tabla 6.11: Indicadores económicos N°1 (Fuente: Elaboración propia)

VAN	386 USD
TIR	10%
Periodo de Recuperación	2,48 años

A simple vista el proyecto es rentable, no obstante, es un análisis que no considera costo de instalación ni componentes menores, si la inversión en conjunto con estos gastos no considerados supera los 19.680 USD, el proyecto no es rentable.

Por lo tanto, se descarta esta opción. Una segunda propuesta es mantener las trampas ya instaladas y agregar una segunda trampa, una trampa por calefactor de tina (tabla 6.12).

La inversión al agrega 6 trampas de vapor y 6 válvulas anti retorno, sin considerar costo de instalación, es de \$6.735.342 (10.067 USD, tabla 6.12).

La tabla 6.12 presenta los flujos del proyecto de incorporar y cambiar trampas de vapor para cámaras de tecnología ACT, considerando los costos de inversión, costos de mantención y tiempos muertos antes del proyecto y con proyecto para segunda propuesta.

Tabla 6.12: Flujo proyecto N°2 (Fuente: Elaboración propia)

Costos Antes del Proyecto	Valor (USD)
Costo por mantención correctiva tinas	17.487
Costo por tiempo muerto tinas	956
Total Costos	18.443
Costos con Proyecto	Valor (USD)
Costo por mantención correctica tinas	7.831
Costo por tiempo muerto tinas	380
Total Costos	8.211
Flujo Proyecto	10.233

En la tabla 6.13 se presentan flujos de cajas para la segunda propuesta, en tabla 6.14 exponen indicadores económicos en función a las consideraciones mencionadas.

Tabla 6.13: Flujo de caja N° 2 (Fuente: Elaboración propia)

Flujo de Caja				
Periodo	Inv. Inicial	Ingresos	Impuestos	Flujo Caja
AÑO	USD	USD	USD	USD
0	-10.067	-	-	-10.067
1	-	10.233	2.456	7.777
2	-	10.233	2.456	7.777
3	-	10.233	2.456	7.777

Tabla 6.14: Indicadores económicos N° 2 (Fuente: Elaboración propia)

VAN	9.619 USD
TIR	57%
Periodo de Recuperación	1,29 años

Propuesta rentable, tiene como limitante el mismo tope que la propuesta anterior de 19.680 USD, pudiendo costear costos de instalación.

Es posible realizar una tercera propuesta para el proyecto que consiste en una prueba. Esto es implementar la segunda propuesta del proyecto en una sola cámara. Para efectos de análisis esta versión se evalúa en referencia a la cámara tres.

Tabla 6.15: Costos por mantención preventiva sin y con proyecto de prueba (Fuente: SAP, Elaboración propia)

Unidad	Costo sin propuesta (\$)	Costo con propuesta (\$)
Cámaras 3	2.909.675	1.018.386

Tabla 6.16: Costos por tiempo muerto sin y con proyecto de prueba (Fuente: SAP, Elaboración propia)

Unidad	Tiempo muerto sin propuesta (h)	Tiempo muerto con propuesta (h)
Cámaras 3	6.95	1.25
Costo TM (USD)	137.2	24.68

Inversión en una trampa de vapor en conjunto con una válvula anti retorno \$1.1233.557 (USD 1.677).

Esto representado en las siguientes tablas.

Tabla 6.17: Flujo de proyecto versión de prueba (Fuente: Elaboración propia)

Costos Antes del Proyecto	Valor (USD)
Costo por mantención correctiva tinas	4.349
Costo por tiempo muerto tinas	137
Total Costos	4.486
Costos con Proyecto	Valor (USD)
Costo por mantención correctica tinas	1.552
Costo por tiempo muerto tinas	25
Total Costos	1.547
Flujo Proyecto	2.940

En la siguiente tabla se presentan indicadores económicos, en función de las consideraciones mencionadas para el estudio y la inversión, en dólares.

Tabla 6.18: Flujo de caja proyecto de prueba (Fuente: Elaboración propia)

Flujo de Caja				
Periodo	Inv. Inicial	Ingresos	Impuestos	Flujo Caja
AÑO	USD	USD	USD	USD
0	-1.677	-	-	-1.677
1	-	2.940	705	2.234
2	-	2.940	705	2.234
3	-	2.940	705	2.234

Tabla 6.19: Indicadores económicos proyecto de prueba (Fuente: Elaboración propia)

VAN	3.978 USD
TIR	121%
Periodo de Recuperación	0,75 años

Los indicadores obtenidos permiten señalar que es rentable realizar una versión de prueba, siempre y cuando la inversión en conjunto con el costo por instalación no supere los 5.600 dólares.

Observación: para poder evaluar la tercera opción luego de ser implementada, es necesario considerar las siguientes recomendaciones:

Debido a que el número de caracteres para una descripción breve de avisos en SAP es limitado y el método de ingresarlos no posee un estándar, provoca que en algunos casos no sea posible estimar la ubicación de la falla (por descripción y confusión de los ítem ubicaciones técnicas).

Se recomienda agregar ubicaciones técnicas en Software SAP y llegar a un consenso en conjunto con el personal que, realiza avisos relacionados con la unidad de secado.

Los puntos específicos son los siguientes:

- Dejar clara la diferencia entre la trampa tina (proveniente del manifold) y trampa tina interior. Dada la cantidad de ubicaciones técnicas en ocasiones se agregan casos de tina propiamente tal, a la trampa de vapor tina de manifold donde se distribuye el vapor para tina.
- Definir Calefactores superiores de calefactores de tina: Debido a la cantidad de calefactores dentro de las cámaras, en conjunto con el encargado de ingresar las ubicaciones técnicas, se concluye no diferenciar por cada calefactor, solo sector.
- Incorporar trampas para calefactores superiores que no está considerada (trampa 5), en cámaras de tecnología ACT-H y HT.
- Incorporar trampas para calefactores inferiores (tinas) que no están consideradas (trampa tina N°2), en cámaras de tecnología ACT-H y HT.
- Incorporar a cámara RECO las ubicaciones técnicas de trampas de vapor.

Las observaciones mencionadas ayudaran al control de avisos y su posterior evaluación por zonas. Se debe recalcar la necesidad de generar un estándar de ubicaciones, por ejemplo, todos saber cuál es la trampa número 1 dentro de una cámara de secado.

Capítulo N°7 Conclusiones.

El desarrollo de este trabajo consideró variados aspectos a causa de su obvia influencia en el comportamiento del proceso analizado, en relación a la buena operación de las cámaras de secado, ligadas a la red de distribución de vapor y retorno de condensado de Aserraderos Cholguán.

A través de un análisis psicrométrico se logró determinar que las cámaras de secado poseen las capacidades necesarias para cumplir adecuadamente su función.

En el proceso de evaluación del consumo de vapor de las cámaras de secado, se verifica la necesidad de realizar un buen secuenciamiento al inicio de los procesos de secado, procurando no sobrepasar el límite de flujo de vapor (Fig. 4.4 y 4.5). No obstante, existen ocasiones donde para lograr obtener la cuota de producción de madera seca, dicho límite de flujo de vapor debe sobrepasarse, lo que obliga a reducir el suministro de vapor por parte de la planta de energía. En base a lo anterior se recomienda modificar la cuota máxima a 40 T/h.

El dimensionamiento de las cañerías principales de la red de la unidad de secado fue revisado y validado, excepto el tramo de reducción de presión. Este tramo no satisface en forma permanente criterios de velocidad de acuerdo con la presión a la cual opere y a causa de ello, las pérdidas de carga del circuito, no asegura que las cámaras de secado operen a la presión de 9 bar (manométrica) requerida.

Si bien se comprueba que algunos diámetros de cañerías de retorno de condensado no son los óptimos, se reconoce la necesidad de adaptarse a los diámetros de conexión a las trampas de vapor.

El análisis técnico, medición electrónica y análisis económico de las trampas de vapor, demuestra que en la zona de tinajas que cuentan con sólo una de ellas, no logran la capacidad de descarga adecuada en comparación con la zona de tinajas que posee dos trampas de vapor. La recomendación en este caso para cámaras de tecnología ACT, es cambiar las trampas existentes por otras más adecuadas, que pueden ser trampas modelo TLV SJ7 FNX-14-DN50 o TLV J7.2X-10-2" y agregar una segunda trampa de las mismas especificaciones, la inversión necesaria para dicha propuesta es de \$12.912.096 (USD 19.300).

Sin embargo, la propuesta de solución anterior no calza con los criterios para proyectos imperantes en la planta Aserraderos Cholguán, lo cual obliga a otras propuestas al respecto.

Una segunda propuesta considera mantener la trampa existente modelo Gestra UNA-26H-DN50 y agregar una segunda trampa especificada anteriormente, para esto se requiere de una inversión

de \$6.735.342 (10.067 USD), dicha propuesta se valida en forma práctica resultando satisfactoria, por último, se menciona una propuesta de prueba validada en una de las cámaras.

Para realizar una evaluación posterior, es necesario tener en cuenta consideraciones respecto al ingreso de registros digitales, mencionadas en capítulo 6.

Al implementar propuestas relacionadas a trampas de vapor en zona de tinas, se percibe como proyección, un ahorro de \$6.845.877 (USD 10.233, tabla 6.9) anuales, influyendo en un 1,7% en el costo total de mantención anual para la unidad de Secado.

Se sugiere en este trabajo un cambio de espesores de aislación óptimos, sin embargo, los tiempos de retorno de la inversión sobrepasan los tiempos establecidos o aceptados por Aserraderos Cholguán, su cálculo es influido por el costo del vapor que es variable en el tiempo.

Se verifica que las bombas instaladas en el circuito no presentan problemas de cavitación.

La intermitencia del proceso de atemperación del vapor para la unidad de secado, es un problema recurrente a causa de su vinculación directa con las bombas de retorno de condensado, aparte de no regular la inyección de condensado de acuerdo al consumo de vapor del momento. Cabe señalar que el consumo de vapor fluctúa entre mínimos (6 a 8 t/h) y máximos o tope (40 a 50 t/h), ver Tabla 4.2. Esta condición de operación no mantiene una temperatura uniforme, provoca acúmulos de condensado que se traducen finalmente en golpes de ariete.

Se propone la utilización de un sistema que module la inyección de condensado de acuerdo a la temperatura del vapor, utilizando sensores y válvulas reguladoras. Este sistema debe ser independiente del circuito de condensado existente, recomendándose el empleo de un estanque acumulador con sus propios sensores de nivel y alarmas que aseguren su disponibilidad.

El costo de implementar solución para problema de atemperación es de \$18.276.411 (USD 27.319), en conjunto con el estanque acumulador con valor de \$1.754.350 (USD 2.626).

No se realizan evaluaciones económicas respecto a sistema de atemperación, debido a que no existen registros de avería directos que sean atribuidos a este problema, no siendo posible estimar un ahorro, como en la situación de trampas de vapor.

Es posible mejorar el drenado de tinas mediante sistema de contrapresión, considerado como una medida posterior luego de evaluar modificación para trampas de vapor zona de tinas. Se considera un valor de \$16.025.226 (USD 23.954), sistema que considera armado de bombeo de condensado, con manifold preparado para recibir condensado de tinas y demás zonas.

7.1 Bibliografía

- [1]. Secado para mantenedores, José Pezo,2005.
- [2]. Secado de la madera para profesionales del rubro, José Pezo.
- [3]. Secado de madera, primera edición, José Pezo, 2007.
- [4]. Manual de aislamiento en la industria.
- [5]. Sistemas de transporte de vapor y condensados, Hernando Cornejo Félix,2013.
- [6]. Manual instructivo para trabajo con condensado, gestra,2011.
- [7]. Catálogos TLV.
- [8]. Catálogos Spirax Sarco.
- [9]. Catálogos Gestra.
- [10]. Catálogo general Aguapur.
- [11]. Catálogos Vogt.
- [12]. Catálogos Ari-Armaturen.
- [13]. Catálogos AYRSA.
- [14]. Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías, CRANE.
- [15]. Manual para la identificación y selección de cañerías, JHG ingeniería.
- [16]. Información facilitada por planta de energía, Paneles Arauco.
- [17]. Información facilitada por unidad de secado y mantención, Aserraderos Cholguán.
- [18]. Características turbomaquinas generadoras, Vicente Pita,2013
- [19]. Fenómenos especiales en bombas turbomaquinas, Vicente Pita,2013.
- [20]. Transferencia de calor, Reinaldo Sánchez A. 2008.
- [21]. Sicrometría, Reinaldo Sánchez A,2015.
- [22]. Tablas y diagramas sicrometricos, Reinaldo Sánchez A, 2015.
- [23]. Fundamentos y tecnologías del secado, Reinaldo Sánchez a.2015.
- [24]. Transferencia de calor, Luis Cerda.
- [25]. Temperaturas exteriores para cálculo, Luis Cerda.
- [26]. Transferencia convectiva, Reinaldo Sánchez A,2015.
- [27]. Difusión molecular, Reinaldo Sánchez A,2015.
- [28]. Transferencia de materia, Reinaldo Sánchez A,2015.

Capítulo N°8: Anexos

8.1 Anexo A

8.1.1 Clasificación de Calderas

- Según la presión de trabajo
 - i) Baja presión.
 - ii) Media presión.
 - iii) Alta presión.
- Según la movilidad:
 - i) Estacionaria o fija.
 - ii) Móvil.
- Según posición de los tubos:
 - i) Verticales.
 - ii) Horizontales.
- Según la zona de techos:
 - i) Piro-tubular.
 - ii) Acuotubular.
- Según ubicación del hogar:
 - i) Hogar exterior.
 - i) Hogar interior.

8.1.2 Selección de calderas

Al seleccionar o elegir una caldera se deben considerar varios criterios, tales como:

- Requerimientos de estándares.
- Vapor o agua.
- Capacidad de la caldera.
- Consideraciones de eficiencia.
- Consideraciones especiales.

8.1.3 Capacidad de la caldera

La capacidad de la caldera se define en función de los máximos requerimientos, mínimos requerimientos y requerimientos promedios de energía.

También se deben considerar las variaciones diarias e instantáneas o peak.

En el caso de dimensionar el consumo de vapor que tendría una planta de secado con número considerable de cámaras y de distintas tecnologías, se debe utilizar un *simulador* que permita secuenciar las cámaras.

8.1.4 Combustible:

Es una de las variables más relevante para definir el tipo de caldera (hogar, parrillas). En el caso de Biomasa se debe definir en función de la humedad, granulometría y tipo (aserrín, corteza, despuntes, etc.)

8.1.5 Emisiones

Los estándares de emisiones dependen de cada país y por lo tanto del lugar donde se instalará la caldera. La capacidad de cumplir las reglas de emisiones depende del tipo de caldera y las opciones del hogar.

8.1.6 Rendimiento de la caldera

- Rendimiento térmico: Es la efectividad de la transferencia de calor en la caldera. No considera las pérdidas por radiación y convección.
- Rendimiento caldera: El término rendimiento caldera frecuentemente se sustituye por la eficiencia térmica de la combustión. La verdadera eficiencia se mide en relación de combustible a vapor.
- Rendimiento Combustible a vapor: Es la mejor forma de definir el rendimiento, es decir por cada unidad de combustible realmente cuanta energía útil genera.

8.1.7 Tratamientos del agua de la caldera

El agua de la caldera acumula distintas sustancias tales como: lodo(arcilla), arena(sílice), vegetales y residuos. También sustancias disueltas como sales de calcio, magnesio y óxido de fierro.

Estas sustancias precipitan en los tubos y domos de las calderas formando depósitos o costras cuya principal desventaja es disminuir la transferencia de calor.

Las calderas tienen una planta de tratamiento de agua donde se suministran sustancias químicas que reaccionan con las impurezas o sustancias no deseadas, precipitando los sólidos, los que son eliminados por el proceso llamado purga.

Los reductores o ablandadores más comunes son:

- Hidróxido de Sodio ($NaOH$), más conocido como soda cáustica, este precipita sales y sube la alcalinidad del agua.
- Carbonato de Sodio (Na_2CO_3) precipita las sales de calcio y aumenta la acidez.

- Hidróxido de Calcio ($Ca OH_2$) precipita sales de magnesio y calcio.
- También se usan algunos inhibidores de corrosión tales como:
- Sulfito de sodio ($Na SO_3$)
- Hidroxina ($N_2 H_3$)
- Aminas

8.1.8 Datos mínimos necesarios para calderas

En general la unidad fiscalizadora del reglamento de caldera establece:

- Obligación del registro de la caldera.
- Llevar un libro de vida de la caldera.
- Condiciones de la instalación.
- Condiciones de alimentación de agua.
- Accesorios.
- Revisiones y pruebas de seguridad.
- Operación
- Sanciones.

8.2 Anexo B

8.2.1 Cañerías

Las especificaciones técnicas para cañerías son mediante el diámetro nominal (DN), dimensionadas en mm o comúnmente en pulgadas para una fácil interpretación. En la siguiente tabla se presentan las Norma: ASTM, API e ISO.

Tabla B.1: Normas de Fabricación para cañerías (Fuente: Sistemas de transporte de vapor y condensado, Hernando Cornejo, 2013)

ASTM: AMERICAN SOCIETY OF TESTING MATERIALS	
ASTM A-53, SCH 40	Cañería de acero de espesor normal
ASTM A-53, SCH 80	Cañería de acero gruesa
ASTM A-106, SCH 40	Cañería de acero sin costura (Mannesmann)
ASTM A-312, Tp-304	Cañería de acero inoxidable 304
ASTM A-312, Tp-316	Cañería de acero inoxidable 316
API: AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE	
API 5L	Cañería de acero para petróleo, normal
API 5LX	Cañería de acero para petróleo, alta resistencia
ISO: INTERNATIONAL STANDARIZATION ORGANIZATION	
ISO R65	Cañería liviana de uso general

Tabla B.2: Dimensiones de cañerías de acero ASTM A-53(Fuente:[15]).

Diámetro Nominal (Pulg)	Diámetro Exterior (mm)	Schedule 40				Schedule 80			
		Espesor (mm)	Peso (kg/mt)	Presión de Prueba (kg/cm ²)		Espesor (mm)	Peso (kg/mt)	Presión de Prueba (kg/cm ²)	
				Grado A	Grado B			Grado A	Grado B
1/2	21,336	2,769	1,27	49,2	49,2	3,734	1,62	59,8	59,8
3/4	26,670	2,870	1,68	49,2	49,2	3,912	2,20	59,8	59,8
1	33,401	3,378	2,50	49,2	49,2	4,547	3,24	59,8	59,8
1.1/4	42,164	3,556	3,38	70,3	77,4	4,851	4,50	105,5	112,5
1.1/2	48,260	3,683	4,05	70,3	77,4	5,080	5,45	105,5	112,5
2	60,325	3,912	5,44	161,7	175,8	5,537	7,55	175,8	175,8
2.1/2	73,025	5,156	8,63	175,8	175,8	7,010	11,46	175,8	---
3	88,900	5,486	11,30	154,7	175,8	7,620	15,31	175,8	---
3.1/2	101,600	5,740	13,60	---	---	8,077	18,66	---	---
4	114,300	6,020	16,10	134,0	154,7	8,560	22,35	---	---
5	141,300	6,553	21,80	---	---	9,525	30,99	---	---
6	168,275	7,112	28,30	105,5	126,5	10,973	42,60	---	---
8	219,075	8,179	42,55	---	---	12,700	64,67	---	---
10	273,050	9,271	60,35	---	---	15,088	96,02	---	---
12	323,850	10,312	79,76	---	---	17,475	132,08	---	---
14	355,600	11,125	94,55	---	---	19,050	158,16	---	---
16	406,400	12,700	123,34	---	---	21,438	203,56	---	---
18	457,200	14,275	155,97	---	---	23,825	254,68	---	---
20	508,000	15,088	183,45	---	---	26,187	311,19	---	---
24	609,600	17,475	255,22	---	---	30,963	441,89	---	---

Tabla B.3: Dimensiones de cañerías de acero ASTM A 106(Fuente[15])

Diámetro Nominal (Pulg)	Diámetro Exterior (mm)	Schedule 40		Schedule 80	
		Espesor (mm)	Peso (kg/mt)	Espesor (mm)	Peso (kg/mt)
1/8	10,300	1,700	0,36	2,400	0,46
1/4	13,700	2,200	0,63	3,00	0,80
3/8	17,100	2,300	0,85	3,200	1,10
1/2	21,336	2,769	1,27	3,734	1,62
3/4	26,670	2,870	1,68	3,912	2,20
1	33,401	3,378	2,50	4,547	3,24
1.1/4	42,164	3,556	3,38	4,851	4,50
1.1/2	48,260	3,683	4,05	5,080	5,45
2	60,325	3,912	5,44	5,537	7,55
2.1/2	73,025	5,156	8,63	7,010	11,46
3	88,900	5,486	11,30	7,620	15,31
3.1/2	101,600	5,740	13,60	8,077	18,66
4	114,300	6,020	16,10	8,560	22,35
5	141,300	6,553	21,80	9,525	30,90
6	168,275	7,112	28,30	10,973	42,60
8	219,075	8,179	42,55	12,700	64,67
10	273,050	9,271	60,35	15,088	96,02
12	323,850	10,312	79,76	17,475	132,08
14	355,600	11,125	94,55	19,050	158,16
16	406,400	12,700	123,34	21,438	203,56
18	457,200	14,275	155,97	23,825	254,68
20	508,000	15,088	183,45	26,187	311,19
24	609,600	17,475	255,22	30,963	441,89

Dimensionamiento de tuberías de vapor (capacidad portante en kg/h)

Presión kg/cm ²	Velocidades m/s	15 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm	65 mm	80 mm	100 mm	125 mm	150 mm	200 mm	250 mm	300 mm
0.4	15	7	14	24	37	52	99	145	213	394	648	917	1606	2590	3678
	25	10	25	40	62	92	162	265	384	675	972	457	2806	4101	5936
	40	17	35	64	102	142	265	403	576	1037	1670	2303	4318	6909	9500
0.7	15	7	16	25	40	59	109	166	250	431	680	1006	1708	2791	3852
	25	12	25	45	72	100	182	287	430	716	1145	1575	2816	4629	6204
	40	18	37	68	106	167	298	428	630	1108	1712	2417	4532	7251	10323
1.0	15	8	17	29	43	65	112	182	260	470	694	1020	1864	2814	4045
	25	12	26	48	72	100	193	300	445	730	1160	1660	3099	4869	6751
	40	19	39	71	112	172	311	465	640	1150	1800	2500	4815	7333	10370
2.0	15	12	25	45	70	100	182	280	410	715	1125	1580	2814	4545	6277
	25	19	43	70	112	162	295	428	656	1215	1755	2520	4815	7424	10575
	40	30	64	115	178	275	475	745	1010	1895	2595	4175	7678	11997	16796
3.0	15	16	37	60	93	127	245	385	535	925	1505	2040	3983	6217	8743
	25	26	56	100	152	225	425	632	910	1580	2480	3440	6779	10269	14316
	40	41	87	157	250	357	595	1025	1460	2540	4050	5940	10476	16470	22950
4.0	15	19	42	70	108	156	281	432	635	1166	1685	2460	4618	7121	10358
	25	30	63	115	118	270	450	742	1080	1980	2925	4225	7866	12225	17304
	40	49	116	197	295	456	796	1247	1825	3120	4940	7050	12661	19663	27816
5.0	15	22	49	87	128	187	352	526	770	1295	2105	2835	5548	8586	11947
	25	36	81	135	211	308	548	885	1265	2110	3540	5150	8865	14268	20051
	40	59	131	225	338	495	855	1350	1890	3510	5400	7870	13761	23205	32244
6.0	15	26	59	105	153	225	425	632	925	1555	2525	3400	6654	10297	14328
	25	43	97	162	253	370	658	1065	1520	2530	4250	6175	10629	17108	24042
	40	71	157	270	405	595	1025	1620	2270	4210	6475	9445	16515	27849	38697
7.0	15	29	63	110	165	260	445	705	952	1815	2765	3990	7390	12015	16096
	25	49	114	119	288	450	785	1205	1750	3025	4815	6900	12288	19377	27080
	40	76	177	303	455	690	1210	1865	2520	4585	7560	10880	19141	30978	43470
8.0	15	32	70	126	190	285	475	800	1125	1990	3025	4540	8042	12625	17728
	25	54	122	205	320	465	810	1260	1870	3240	5220	7120	13140	21600	33210
	40	84	192	327	510	730	1370	2065	3120	5135	8395	12470	21247	33669	46858
10.0	15	41	95	155	250	372	626	1012	1465	2495	3995	5860	9994	16172	22713
	25	66	145	257	405	562	990	1530	2205	2835	6295	8995	15966	25860	35890
	40	104	216	408	615	910	1635	2545	3600	6230	9880	14390	26621	41011	57560
14.0	15	50	121	205	310	465	810	1270	1870	3220	5215	7390	12921	20538	29016
	25	85	195	331	520	740	1375	2080	3120	5200	8500	12560	21720	34139	47128
	40	126	305	555	825	1210	2195	3425	4735	8510	13050	18630	35548	54883	76534

Figura B.1: Dimensionamiento de cañerías de vapor mediante criterio de velocidad (Fuente:[5])

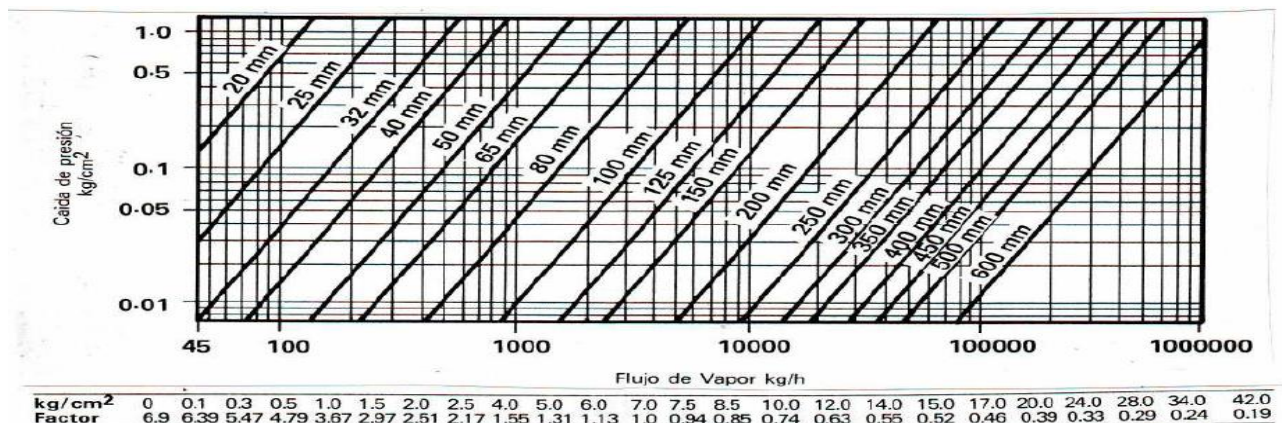


Figura B.2: Dimensionamiento de cañerías de vapor mediante criterio caída de presión (Fuente: [5])

CARTA DE CAPACIDAD PARA LINEAS DE CONDENSADO											
Caída de presión en mm CA por m corrido de cañería.	DIÁMETRO DE CAÑERÍA EN mm										
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
	CAPACIDAD DE CONDENSADO EN KG/H										
0,5	22	60	130	300	450	910	1800	3000	6000	11000	15500
1	38	100	200	450	680	1330	2700	4380	9000	12600	19000
2	55	145	290	640	980	1940	3900	6380	13000	16000	25500
3	75	180	360	780	1220	2400	4900	7900	16250	27000	45000
4	85	210	420	910	1430	2800	5700	9200	18950	31500	51000
5	95	240	470	1000	1600	3150	6400	10400	21300	35500	58000
6	101	260	520	1140	1750	3500	7100	11450	23500	41000	64000
7	108	290	570	1245	2000	3800	7750	12500	25800	44000	70000
8	112	310	610	1300	2080	4050	8250	13400	27500	46000	75000
9	118	330	650	1450	2210	4350	8800	14250	29300	49000	80000
10	122	350	690	1550	2300	4600	9350	15100	31000	52000	84000
15	148	430	850	1780	2900	5700	11600	18750	38550	61000	98500
20	175	500	1000	2100	3400	6690	13550	21950	45000	70000	115000
25	200	570	1130	2400	3800	7500	15300	24500	50800	79000	130000
30	228	630	1250	2670	4200	8300	16950	27300	56000	90000	135000
35	256	680	1300	2900	4600	9000	18400	29800	61000	98000	154000
40	300	720	1400	3020	4900	9700	19500	31000	65000	105000	164000

Figura B.3: Dimensionamiento de cañerías de condensado (Fuente: [5])

DIÁMETRO EXTERIOR		ESFÉRICAS **	60°-Y		45°-Y		ANGULARES **	VÁLVULAS DE COMPUERTA *****	VÁLVULAS DE RETENCIÓN	
ACERO	COBRE								OSCILANTE ***	DE CIERRE VERTICAL (horizontal de retención)
17,2	1/2	5,1	2,4	1,8	1,8	0,18	1,5	RECTAS COMO GRIFOS DE VÁLVULA ESFÉRICA ****		
21,3	5/8	5,4	2,7	2,1	2,1	0,21	1,8			
26,9	7/8	6,6	3,3	2,7	2,7	0,27	2,4			
33,7	1 1/8	8,7	4,6	3,6	3,6	0,30	3,6			
42,4	1 3/8	11,4	6,1	4,6	4,6	0,46	4,2			
48,3	1 5/8	12,6	7,3	5,4	5,4	0,54	4,8			
60,3	2 1/8	16,5	9,1	7,3	7,3	0,70	6,1			
73	2 5/8	20,7	10,7	8,7	8,7	0,85	7,6			
88,9	3 1/8	25,2	13,1	10,7	10,7	0,98	9,1			
101,6	3 5/8	30,5	15,2	12,5	12,5	1,2	10,7			
114,3	4 1/8	36,8	17,7	14,6	14,6	1,4	12,2	ANGULARES COMO GRIFOS DE VÁLVULA ANGULARES		
141,3	5 1/8	42,6	21,6	17,7	17,7	1,8	15,3			
168,3	6 1/8	52,0	26,8	21,4	21,4	2,1	18,3			
219,1	8 1/8	67,1	35,1	26,0	26,0	2,7	24,4			
273	-	85,4	44,2	32,0	32,0	3,6	30,5			
323,9	-	97,5	50,4	40,0	40,0	3,9	36,6			
355,6	-	109,9	56,5	47,4	47,4	4,6	41,2			
406,4	-	125,0	64,0	55,0	55,0	5,1	45,8			
457,2	-	140,1	73,1	61,1	61,1	5,7	50,4			
508	-	158,5	84,0	71,6	71,6	6,6	61,0			
609,6	-	186	97,5	81,0	81,0	7,5	73,2			

* Valores correspondientes a la posición de abertura total.
 ** Estos valores no se aplican a las válvulas de aguja.
 *** Estos valores se aplican también a las válvulas de retención rectas con obturador esférico.
 **** Para válvulas de retención inclinadas, cuyo diámetro de orificio es igual al del tubo, tomar los valores correspondientes a las válvulas con tija inclinada 60°.
 ***** Las válvulas de macho presentan la misma pérdida de carga, en la posición de abertura total, que las de paso directo.

Figura B.4: Longitud equivalente de cañería (m) para válvulas en cálculo de caída de presión (Fuente: [5])

DIÁMETRO EXTERIOR		CODOS						Cambio de dirección	T			
		Radio pequeño 90° *	Radio grande 90° **	Macho Hembra 90° *	Radio pequeño 45° *	Macho Hembra 45° *	Radio pequeño 180° *		PASO DIRECTO			
Acero	Cobre											
		Sin reducción	Reducción 1/4	Reducción 1/2								
17,2	1/2	0,42	0,27	0,70	0,21	0,33	0,70	0,82	0,27	0,36	0,42	
21,3	5/8	0,48	0,30	0,76	0,24	0,40	0,76	0,91	0,30	0,43	0,48	
26,9	7/8	0,61	0,42	0,98	0,27	0,49	0,98	1,2	0,42	0,58	0,61	
33,7	1 1/8	0,79	0,51	1,2	0,39	0,64	1,2	1,5	0,51	0,70	0,79	
42,4	1 3/8	1,0	0,70	1,7	0,51	0,91	1,7	2,1	0,70	0,95	1,0	
48,3	1 5/8	1,2	0,80	1,9	0,64	1,0	1,9	2,4	0,80	1,1	1,2	
60,3	2 1/8	1,5	1,0	2,5	0,79	1,4	2,5	3,0	1,0	1,4	1,5	
73	2 5/8	1,8	1,2	3,0	0,98	1,6	3,0	3,6	1,2	1,7	1,8	
88,9	3 1/8	2,3	1,5	3,6	1,2	2,0	3,6	4,6	1,5	2,1	2,3	
101,6	3 5/8	2,7	1,8	4,6	1,4	2,2	4,6	5,4	1,8	2,4	2,7	
114,3	4 1/8	3,0	2,0	5,1	1,6	2,6	5,1	6,4	2,0	2,7	3,0	
141,3	5 1/8	4,0	2,5	6,4	2,0	3,3	6,4	7,6	2,5	3,6	4,0	
168,3	6 1/8	4,9	3,0	7,6	2,4	4,0	7,6	9,1	3,0	4,2	4,8	
219,1	8 1/8	6,1	4,0	-	3,0	-	10,4	10,7	4,0	5,4	6,1	
273	-	7,7	4,9	-	4,0	-	12,8	15,2	4,9	7,0	7,6	
323,9	-	9,1	5,8	-	4,9	-	15,3	18,3	5,8	7,9	9,1	
355,6	-	10,4	7,0	-	5,4	-	16,8	20,7	7,0	9,1	10,4	
406,4	-	11,6	7,9	-	6,1	-	18,9	23,8	7,9	10,7	11,6	
457,2	-	12,8	8,8	-	7,0	-	21,4	26,0	8,8	12,2	12,8	
508	-	15,3	10,4	-	7,9	-	24,7	30,5	10,4	13,4	15,2	
609,6	-	18,3	12,2	-	9,1	-	28,8	35,0	12,2	15,2	18,3	

Figura B.5: Longitud equivalente para accesorios (Fuente: [5])

DIÁMETRO EXTERIOR		Ensanchamiento brusco d/D *			Contracción brusca d/D *			Aristas vivas *		Orificio entrante *	
		1/4	1/2	3/4	1/4	1/2	3/4	Entrada	Salida	Entrada	Salida
Acero	Cobre										
		17,2	1/2	0,42	0,24	0,09	0,21	0,15	0,09	0,46	0,24
21,3	5/8	0,54	0,33	0,12	0,27	0,21	0,12	0,54	0,30	0,54	0,46
26,9	7/8	0,79	0,46	0,15	0,36	0,30	0,15	0,85	0,42	0,85	0,67
33,7	1 1/8	0,98	0,61	0,21	0,49	0,36	0,21	1,1	0,54	1,1	0,82
42,4	1 3/8	1,4	0,91	0,30	0,70	0,54	0,30	1,6	0,79	1,6	1,3
48,3	1 5/8	1,8	1,1	0,36	0,88	0,66	0,36	2,0	1,0	2,0	1,5
60,3	2 1/8	2,4	1,5	0,49	1,2	0,91	0,49	2,7	1,3	2,7	2,0
73	2 5/8	3,0	1,9	0,61	1,5	1,2	0,61	3,6	1,7	3,6	2,6
88,9	3 1/8	4,0	2,4	0,79	2,0	1,5	0,79	4,3	2,2	4,2	3,3
101,6	3 5/8	4,6	2,8	0,91	2,3	1,8	0,91	5,2	2,6	5,2	3,9
114,3	4 1/8	5,2	3,3	1,2	2,7	2,1	1,2	6,1	3,0	6,1	4,9
141,3	5 1/8	7,3	4,6	1,5	3,6	2,7	1,5	8,2	4,2	8,2	6,1
168,3	6 1/8	8,8	6,7	1,8	4,6	3,3	1,8	10,1	5,8	10,1	7,6
219,1	8 1/8	-	7,6	2,6	-	4,6	2,6	14,3	7,3	14,3	10,7
273	-	-	9,8	3,3	-	6,1	3,3	18,3	8,8	18,3	14,0
323,9	-	-	12,5	3,9	-	7,6	3,9	22,2	11,3	22,2	17,4
355,6	-	-	-	4,9	-	-	4,9	26,2	13,7	26,2	20,0
406,4	-	-	-	5,5	-	-	5,5	29,3	15,3	29,2	23,4
457,2	-	-	-	6,1	-	-	6,1	35,0	17,7	35,0	27,4
508	-	-	-	-	-	-	-	43,4	21,4	43,2	32,0
609,6	-	-	-	-	-	-	-	49,8	25,3	49,6	39,6

* Entrar en la tabla con el diámetro pequeño.

Figura B.6: Longitud equivalente para accesorios (Fuente: [5])

8.3 Anexo C

La siguiente tabla presenta tipos de válvulas con una descripción característica general.

Tabla C.1: Tipos de válvulas (Fuente: Sistemas de transporte de vapor y condensado, Hernando Cornejo, 2013)

Función	Tipo	Características
Abrir o Cerrar	Compuerta (Gate)	Apta para abrir o cerrar el paso de un fluido. No es recomendable para regulación, ni para fluidos con sólidos en suspensión
	Bola (Ball)	De cierre rápido. Apta para distintos fluidos y presiones
Regular Flujo	Globo o esférica (globe)	Produce gran pérdida de carga. Tiene un solo sentido de flujo. También se utiliza como válvula de corte.
Impedir retorno de flujo (check)	Retención con bisagra	Para líneas horizontales o verticales con flujo ascendente. Baja pérdida de carga. Se instalan junto a válvulas de compuerta.
	Retención de levante	Gran pérdida de carga. Se instalan junto a válvulas de compuerta.
Presión	Reductoras	Reducen la presión. Se accionan automáticamente.
	Alivio/seguridad(Relief/safety)	Protegen al sistema de presiones excesivas. Alivio: para líquidos Seguridad: para gases o vapor

Tabla C.2: Válvulas de Aserraderos (Fuente: Información otorgada por personal correspondiente)

Texto	Tipo/ características	Marca	Cantidad
Válvula compuerta Manifold N° 1,2,3 y 4	Compuerta 10 "Clase 150	Williams	4
Válvula compuerta N° 8 (RECO)	Globo DN 80 Pn 16	Ari-Armaturen	1
	Globo DN 80 Pn 40	Ari-Armaturen	1
Válvula control Cámara N° 1	Globo DN 80 Pn 16	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 16	Ari-Armaturen	1
Válvula control Cámara N° 2	Globo DN 80 Pn 16	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 16	Ari-Armaturen	1
Válvula control Cámara N° 3	Globo DN 80 Pn 16	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 16	Ari-Armaturen	1
Válvula control Cámara N° 4	Globo DN 80 Pn 16	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 16	Ari-Armaturen	1
Válvula control Cámara N° 5	Globo DN 80 Pn 16	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 16	Ari-Armaturen	1
Válvula control Cámara N° 6	Globo DN 80 Pn 16	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 16	Ari-Armaturen	1
Válvula control Cámara N° 7	Globo DN 65 Pn 16	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 80 Pn 16	Ari-Armaturen	1
Válvula control Cámara N° 8	Globo DN 65 Pn 16	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 80 Pn 16	Ari-Armaturen	1
Válvula control Cámara N° 9	Globo DN 80 Pn 16	Ari-Armaturen	1
	Globo DN 100 Pn 16	Ari-Armaturen	2
Válvula manuales Cámara N°1	Globo DN 80 Pn 40	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 40	Ari-Armaturen	1
Válvula manuales Cámara N°2	Globo DN 80 Pn 40	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 40	Ari-Armaturen	1
Válvula manuales Cámara N°3	Globo DN 80 Pn 40	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 40	Ari-Armaturen	1
Válvula manuales Cámara N°4	Globo DN 80 Pn 40	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 40	Ari-Armaturen	1
Válvula manuales Cámara N°5	Globo DN 80 Pn 40	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 40	Ari-Armaturen	1
Válvula manuales Cámara N°6	Globo DN 80 Pn 40	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 100 Pn 40	Ari-Armaturen	1
Válvula manuales Cámara N°7	Globo DN 65 Pn 40	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 80 Pn 40	Ari-Armaturen	1
Válvula manuales Cámara N°8	Globo DN 65 Pn 40	Ari-Armaturen	2
	Globo DN 80 Pn 40	Ari-Armaturen	1
Válvula manuales Cámara N°9	Globo DN 80 Pn 40	Ari-Armaturen	1
	Globo DN 100 Pn 40	Ari-Armaturen	2
Válvula pistón Cámara N°1	Pistón DN 100 clase 300	klinger	1
Válvula pistón Cámara N°2	Pistón DN 100 clase 300	klinger	1
Válvula pistón Cámara N°3	Pistón DN 100 clase 300	klinger	1
Válvula pistón Cámara N°4	Pistón DN 100 clase 300	klinger	1
Válvula pistón Cámara N°5	Pistón DN 100 clase 300	klinger	1
Válvula pistón Cámara N°6	Pistón DN 100 clase 300	klinger	1

8.4 Anexo D

Las trampas de vapor deben ser bien ubicadas para su buen funcionamiento, usualmente en el punto más bajo de la línea de distribución de vapor y al final de los calefactores.

Existen varios tipos de trampas de vapor:

- Balde invertido.
- Flotador Termostático.
- De disco.
- Termodinámicas.
- Controlador diferencial.

Tabla D.1: Base de funcionamiento de trampas de vapor (Fuente: Secado de Madera, José Pezo, 2007)

Tipo Trampa	Base de funcionamiento
Termostáticas	Diferencia de temperatura, la cual opera sobre un elemento termostático (se dilata con la temperatura).
Mecánicas	Operan mecánicamente por la diferencia de densidad entre vapor y condensado.
Termodinámicas	Trabajan por la diferencia de velocidad entre vapor y condensado (vapor es más rápido)

8.4.1 Diferencia de presión en trampas

Esta dada por la contra presión fuerza que se necesita para vencer perdidas de carga y columna de agua.

Si el diseño contempla subir con condensado hay que tener presente que 1 bar puede hacer subir una columna de agua aproximadamente 10 metros

8.4.2 Tipos de falla en trampas de vapor

La eficiencia de cualquier equipo o instalación que utilice vapor está en función directa de la capacidad de drenaje de condensado, por ello es fundamental que la purga de condensado se realice automáticamente y con el diseño correcto.

Hay tres tipos de falla, que han sido encontradas en las trampas de vapor:

Falla por posición cerrada, que es notable por el pobre comportamiento del equipo debido a inundaciones con condensado. Esta clase de falla pasa desapercibida en las tuberías de vapor.

Falla en la posición abierta, que causa pérdidas de vapor vivo. Las trampas frecuentemente descargan a un sistema de retorno de condensados y el vapor vivo que sale por el tanque de almacenamiento puede indicar problemas, no obstante, es difícil localizar la trampa defectuosa.

Operación deficiente, que es la falla más común, y también la más difícil de identificar y localizar; resultando la pérdida de vapor. Puede ser causada por numerosas razones específicas a cada tipo de trampa y los ejemplos son excesivamente repetitivos; cierre incompleto de válvulas, cierre lento en respuesta al vapor etc.

8.4.3 Tipos de evaluación para el funcionamiento trampas de vapor

Existen distintos tipos de mediciones tales como:

- Medición mediante mirilla de vidrio
- Medición mediante evaluación de temperatura
- Medición mediante evaluación de sonido
- Medición electrónica

Para el presente informe se definirá la medición electrónica.

Tabla D.2: Características Trampas de vapor (Fuente: Secado de Madera, José Pezo)

Características	Balde invertido	Flotador	Disco (Termodinámica)	Termostático
Modo de operación	Intermitente	Continuo	Intermitente	Intermitente
Ahorro de energía (tiempo en servicio)	Excelente	Buena	Deficiente	Adecuada
Resistencia al desgaste	Excelente	Buena	Deficiente	Adecuada
Resistencia a la corrosión	Excelente	Buena	Excelente	Buena
Resistencia a los golpes de ariete	Excelente	Deficiente	Excelente	Deficiente
Funcionamiento al existir contra presión	Excelente	Excelente	Deficiente	Excelente
Desempeño con	Excelente	Excelente	Deficiente	Excelente

bajas cargas (vapor)				
Capacidad de lidiar con suciedad	Excelente	Deficiente	Deficiente	Adecuada
Tamaño relativo	Grande	Grande	Pequeño	Pequeño
Capacidad para manejar vapor flash	Adecuada	Deficiente	Deficiente	Deficiente

8.5 Anexo E

8.5.1 Convección

Ese mecanismo se rige por la ley de Fourier, donde:

$$q = -\lambda * \frac{dT}{dn} \quad (a)$$

Dónde:

λ = conductividad térmica del material (W/mK)

$\frac{dT}{dn}$ =gradiente de temperatura en el sentido del flujo de calor (K/m)

Las ecuaciones diferenciales, que no contienen la variable tiempo (régimen permanente) corresponden solo a problemas con valor de contorno. Esto es; para cada caso debe evaluarse el dT/dn de la ecuación (1), dependiendo de sus condiciones de borde.

De esta forma se obtienen los distintos casos:

-Placas planas en serie

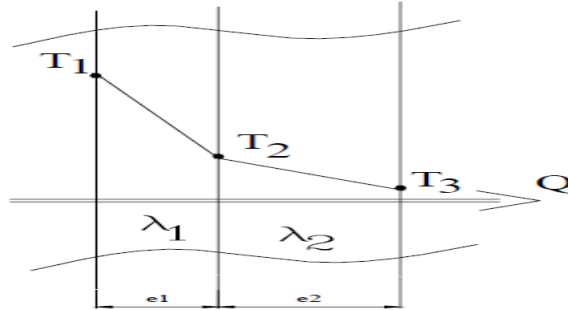


Figura E.1: Placas planas en serie (Fuente: [20])

$$q = \frac{T_1 - T_2}{\frac{e_1}{\lambda_1}} = \frac{T_2 - T_3}{\frac{e_2}{\lambda_2}} \quad (\text{b})$$

O bien

$$q = \frac{T_1 - T_3}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2}} = \frac{T_1 - T_3}{\sum R_{\text{térmica}}} \quad (\text{c})$$

-Cilindros en serie

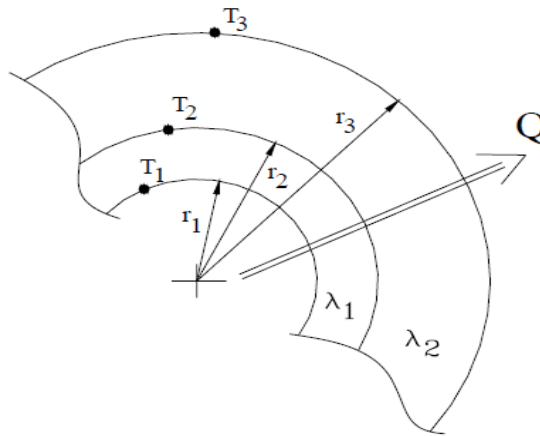


Figura E.2: Cilindros en serie. (Fuente: [20])

Referido a $A_1 = 2 * \pi * r_1 * L$ (d)

$$q = \frac{T_1 - T_3}{\frac{r_1 * L * \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda_1} + \frac{r_2 * L * \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{\lambda_2}} \quad (\text{e})$$

Referido a $A_3 = 2 * \pi * r_3 * L$ (f)

$$q = \frac{T_1 - T_3}{\frac{r_3 * L * \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda_1} + \frac{r_3 * L * \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{\lambda_2}} \quad (\text{g})$$

Este mecanismo de transporte se cuantifica según la ley de Newton:

$$q = \alpha * (t_s - t_{\infty}) \quad W/m^2 (h)$$

Donde:

t_s = temperatura superficie (°C)

t_{∞} = temperatura del fluido no perturbado, alejado de la capa limite (°C)

α = coeficiente de convección (W/m^2K)

Si a los casos anteriores se les incluye la convección asociada a los fluidos en contacto con las superficies externas se obtiene:

Para placas en serie:

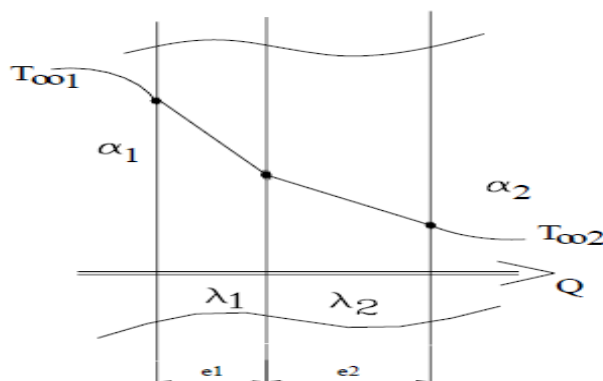


Figura E.3: Placas en serie caso N°2.3 (Fuente:[20])

$$q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (i)$$

Donde:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2} \quad (j)$$

Para cilindros en serie:

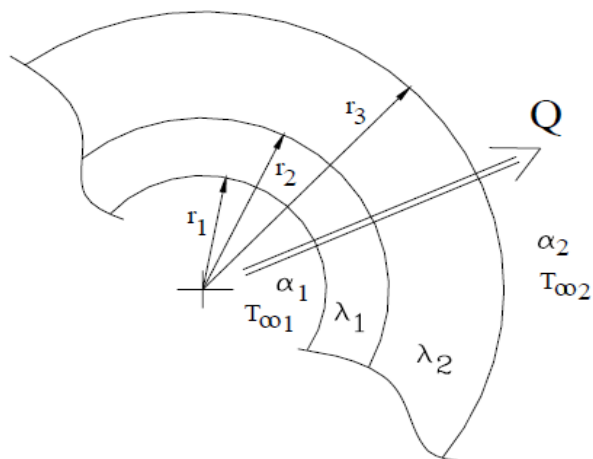


Figura E.4:Cilindros en serie caso N°2(Fuente: [20])

Referido a $A_1 = 2 * \pi * r_1 * L$

$$q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{r_1}{\lambda_1} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{\lambda_2} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{r_1}{r_3 \alpha_2}} \quad (k)$$

Referido a $A_3 = 2 * \pi * r_3 * L$

$$q = \frac{T_{\infty 1} - T_{\infty 2}}{\frac{r_3}{r_1 \alpha_1} + \frac{r_3}{\lambda_1} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_3}{\lambda_2} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (l)$$

8.5.2 Coeficiente global de transferencia de calor

Considera todas las resistencias térmicas involucradas entre los límites de temperatura de un sistema dado y se evalúa por la expresión:

$$U = 1 / \sum R_{t\acute{e}rmicas} \quad (m)$$

En análisis posteriores se utilizan las siguientes expresiones:

A continuación, se presenta un caso y expresiones para evaluar dichos coeficientes, los flujos de calor y el campo de distribución de temperatura. Del mismo modo, se adjuntan tablas con propiedades físicas de algunas sustancias, las cuales pueden ser encontradas en el anexo F.

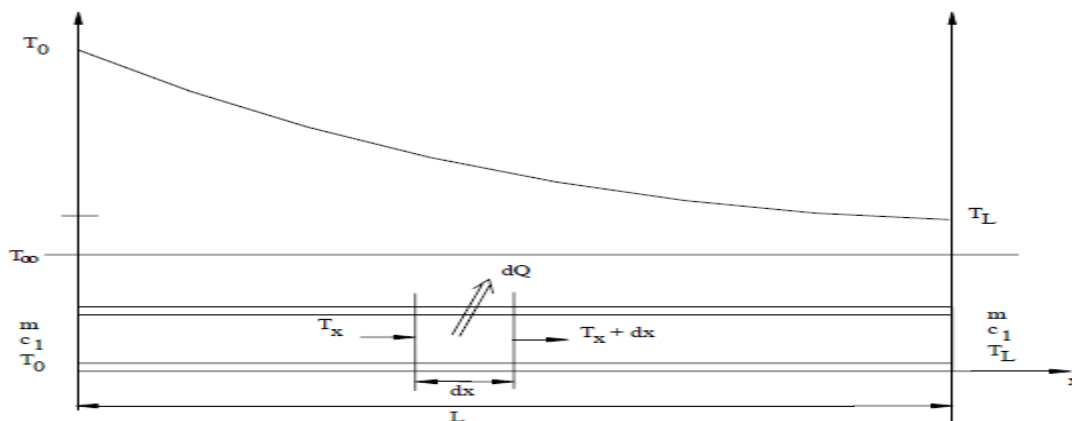


Figura E.5: Fluido con temperatura constante y fluido con variación de temperatura (Fuente: [20])

Ecuaciones de la termodinámica:

Fluido 1 (caliente)

$$Q_1 = \dot{m}c_1(T_0 - T_L) \quad (n)$$

Fluido 2 (frio)

$$Q_2 = \dot{m}_2c_2(t_2 - t_1) \quad (\tilde{n})$$

$$\text{Con } \dot{m}_2 = \infty \text{ o } c_2 = \infty \Rightarrow t = T_\infty = \text{cte}$$

Ecuación de la Transferencia de calor

$$Q_2 = U A_{tc} DT \quad (o)$$

$$DT = \left(\frac{T_0 + T_L}{2} - T_\infty\right) \quad \text{Media aritmética (p)}$$

$$DT = \frac{T_0 - T_L}{\ln\left(\frac{T_0 - T_\infty}{T_L - T_\infty}\right)} \quad \text{Media logarítmica de la diferencia de temperaturas (q)}$$

Igualando las expresiones anteriores se obtiene la siguiente expresión

$$\frac{T_L - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \text{EXP}^{-\frac{(UA_{tc})}{\dot{m}c_1}} \quad (r)$$

Placa plana

$$Re_l = (v * l)/\nu$$

$l =$ distancia desde borde placa

$Re_l < 5 * 10^5$ Regimen laminar

$$Nu = \frac{\alpha * l}{\lambda}$$

$Re_l > 5 * 10^5$ Regimen turbulento

$$T_r = \frac{1}{2}(t_p + T_\infty)$$

$$0,6 < Pr < 2000$$

$$Nu_l = 0,664 * Re^{0,5} * Pr^{0,33}$$

Regimen laminar (s)

$$Nu_t = \frac{(0,037 * Re^{0,8} * Pr)}{1 + 2,443 * Re^{-0,1} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$$

Regimen turbulento (t)

$$5 * 10^5 < Re < 10^7$$

$$Nu_t = \frac{\frac{f}{8} * Re * Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{f}{8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}}$$

Regimen Turbulento (u)

Con:

$$\frac{f}{8} = 0,037 Re^{-0,2} \quad (v)$$

8.5.3 Ecuaciones generales

Ecuaciones de termodinámica

$$Q = \dot{m} c_p (T_0 - T_L) \quad (w)$$

Ecuaciones de transferencia de calor:

$$Q = U A_{tc} DT \quad (x)$$

De lo anterior se obtiene

$$\frac{T_L - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = EXP^{-\frac{(UA_{te})}{mc_1}} \quad (y)$$

8.5.4 Números adimensionales

Para encontrar los números adimensionales de interés existen diferentes técnicas. Si se aplica el metodo diferencial de Stokes, se pueden determinar estos numeros directamente de ecuaciones diferenciales para ciertos casos.

De la ecuacion del momentum:

$$Re = \frac{v * l}{\nu} \quad (z)$$

Numero de Reynolds, que presenta la razon entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas.

De la ecuacion de energia

$$Pe = Re * Pr \quad (aa)$$

Numero de Peclet, que presenta la razon entre el calor transportado por conveccion y el calor transportado por conducción.

De la ecuacion de Transferencia de Calor:

$$Nu = \frac{\alpha * l}{\lambda} \quad (ab)$$

Número de Nusselt, que representa la razón entre una longitud característica L y el espesor de una capa limite conductora de espesor λ/α

Combinando los números anteriores se pueden deducir otros números de interes:

$$Pr = \frac{Pe}{Re} \quad (ac)$$

Número de Prandtl, compara dos propiedades de transporte a nivel molecular: la viscosidad cinemática, que determina el transporte de calor por fricción y la difusividad térmica, que representa el calor transportado por conducción.

Como este número sólo depende de propiedades físicas, es que se le considera como tal.

Con estos parámetros adimensionales y su interpretación física, es posible establecer que:

- Para convección Forzada: $Nu=f(Re,Pr)$
- Para convección Natural: $Nu=f(Gr,Pr)$

El Nusselt para convección forzada y natural depende de dos variables o grupos adimensionales, el trabajo experimental se reduce notablemente.

8.5.6 Convección forzada

Placa plana

$$T_r = \frac{1}{2}(t_p + T_\infty) \quad (\text{ad})$$

$$Re_l = (v * l)/\nu$$

$$Re_l < 5 * 10^5 \text{ Regimen laminar}$$

$$Nu = \frac{\alpha * l}{\lambda}$$

$$Re_l > 5 * 10^5 \text{ Regimen turbulento}$$

$$0,6 < Pr < 2000$$

$$Nu_l = 0,664 * Re^{0,5} * Pr^{0,33}$$

$$\text{Regimen laminar} \quad (\text{ae})$$

$$Nu_t = \frac{(0,037 * Re^{0,8} * Pr)}{1 + 2,443 * Re^{-0,1} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$$

$$\text{Regimen turbulento} \quad (\text{af})$$

$$5 * 10^5 < Re < 10^7$$

Flujo por cañerías

$$Re_d = \frac{v * d}{\nu}$$

$$Nu = \frac{\alpha * d}{\lambda}$$

$$Nu = \sqrt[3]{49 + 4,17Re_dPrd/l}$$

$$l = d$$

$$T_r = T_f$$

$Re_d < 2300$ Regimen laminar

$Re_d > 3000$ Regimen turbulento

Regimen laminar (ag)

$$Nu = 0,0214(Re^{0,8} - 100)Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right]$$

Regimen Turbulento (ah)

$$0,5 < Pr < 1,5$$

$$Nu = 0,012(Re^{0,87} - 280)Pr^{0,4} \left[1 + \left(\frac{d}{l} \right)^{2/3} \right]$$

1,5 < Pr < 500 (ai)

8.5.7 Flujo por exterior de cuerpos

Según Krischer y Kast tienen validez las ecuaciones para placa plana si se considera que la longitud característica es el “largo de escurrimiento” l que se muestra en la fig.2.2 .

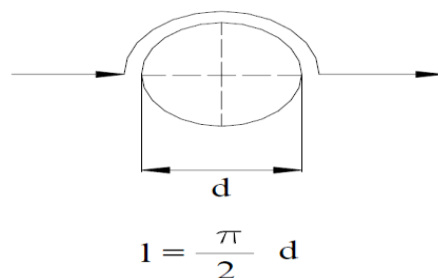


Figura E.6: flujo por exterior de un cuerpo cilíndrico (Fuente:[10])

El valor medio del numero de Nusselt esta dado por:

$$Nu_l = 0,3 + \sqrt{Nu_{laminar}^2 + Nu_{turbulento}^2} \quad (aj)$$

En que $Nu_{laminar}$ y $Nu_{turbulento}$ se determina a partir de las ecuaciones (ae) y (af).

8.6 Anexo F

El comportamiento real de una turbo máquina generadora (bomba o ventilador, ya sea de flujo radial, mixto o axial), se puede conocer en forma relativamente simple mediante un ensayo con

RPM y geometría de rodete constantes, sobre la base de un balance de masa y energía entre la entrada (e) y la salida (s) de la máquina, para distintos flujos volumétricos comprendidos entre cero y el flujo máximo.

$$H = \text{Altura} = \text{Altura manométrica} = \text{Altura útil}$$

Altura útil es la energía útil por unidad de peso de fluido, que recibe el fluido cuando circula por la máquina, descontando automáticamente las pérdidas internas. Esta energía es función del flujo volumétrico y se informa en catálogos, o sea, con esta energía se especifica y selecciona la bomba.

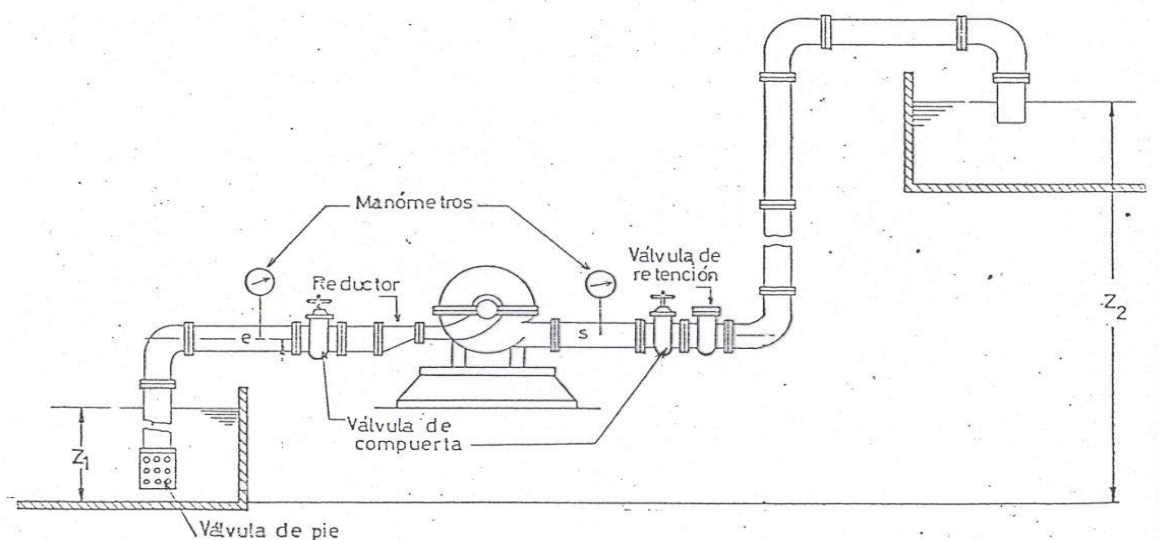


Figura F.1: Representación gráfica instalación bomba centrífuga, (Fuente:[18])

Mediante un balance de energía en ciertos puntos de referencia, se obtiene lo siguiente:

$$H = B_s - B_E = \frac{P_s - P_e}{\gamma} + Z_s - Z_e + \frac{v_e^2 - v_s^2}{2 * g} = \text{funcion}(\dot{Q}, \text{RPM}, \text{geometria rodete})(ak)$$

8.6.1 Potencia mecánica (Neje):

Proviene de motores cuyo elemento de salida característico es un eje que gira a ciertas RPM, entregando un cierto torque o momento. Los motores pueden ser de tipo eléctrico, térmico o accionados por un fluido como es el caso de las turbinas y de los motores oleo hidráulicos o neumáticos.

8.6.2 Potencia de fluido (N_f):

Es la potencia que la máquina le entrega al fluido y se puede evaluar como el producto del Caudal volumétrico (\dot{Q}) por la Presión (P), o como flujo en peso ($\gamma \cdot \dot{Q}$) por la Altura (H).

$$N_f = \dot{Q} * P = \gamma * \dot{Q} * H \text{ (al)}$$

En el caso de líquidos se usan bombas y la altura (H) es menor de 100 m, si la bomba es simple (de un rodete) y pueden desarrollar algunos miles de metros si son de varias etapas.

8.6.3 Rendimiento de la máquina:

Es el cociente entre la potencia que recibe el fluido y la potencia mecánica que consume la máquina.

$$\eta_{maquina} = \frac{N_f}{N_{eje}} * 100(\%) < 100\% \text{ (am)}$$

8.6.4 Curvas características.

Se pueden encontrar tres curvas características de altura (H), potencia en el eje (N_{eje}) y rendimiento (η). Las tres en función del caudal (\dot{Q}).

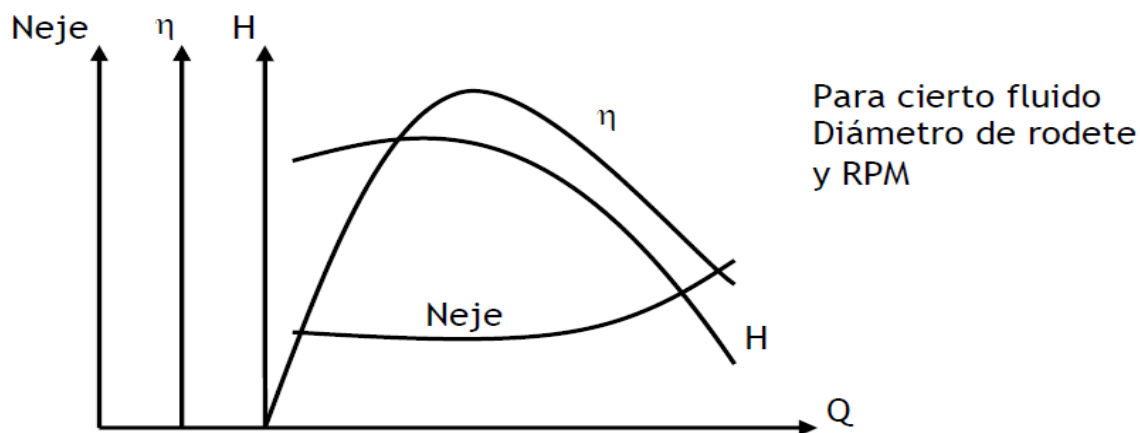


Figura F.2: Curvas características para bombas, (Fuente:[18])

Es posible observar que la zona de buen rendimiento ocurre para caudales intermedios, que es la zona recomendada por los fabricantes.

En cuanto al consumo de potencia, en general aumenta a medida que aumenta el caudal impulsado por la bomba.

8.6.5 Net positive suction heigth (NPSH), o Altura neta de succión positiva (ASPN).

Se entiende por NPSH a las pérdidas de carga que se producen a la entrada de la bomba y se distinguen dos NPSH (NPSH requerido que depende de la bomba y NPSH disponible que depende del circuito donde se instala la bomba).

Al seleccionar una bomba además de su altura (H) y su caudal (Q), es importante conocer su NPSH que se le llama NPSH crítico o requerido, el que puede ser informado por el fabricante mediante una curva, o en forma indirecta mediante recomendaciones como la altura máxima de succión.

Al diseñar el conducto de succión se debe reservar una cierta cantidad de energía para dichas pérdidas y se le llama NPSH disponible.

Para evitar la cavitación existen diversos métodos o recomendaciones que se deducen del balance de energía entre el punto desde donde se extrae el líquido para el caso de la siguiente imagen es el punto (o) y un punto ubicado en el conducto junto a la entrada a la bomba (e).

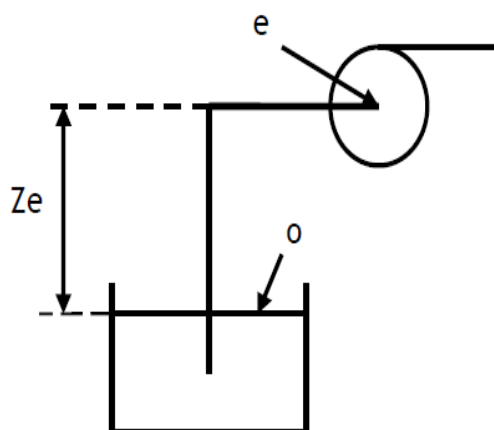


Figura F.3:Diagrama representativo cálculo NPSH (Fuente[19])

Donde, se tiene:

$$B_o = B_e + Perd_{oe} \quad (\text{añ})$$

$$B_o = \frac{P_o}{\gamma} + Z_o + \frac{v_o^2}{2 * g} \quad (\text{ao})$$

$$B_e = \frac{P_e}{\gamma} + z_e + \frac{v_e^2}{2 * g} \quad (\text{ap})$$

Es conveniente trabajar con presiones absolutas.

B_o típico es 10,33 (m) si se trata de agua fría en estanque abierto a $P = 1 \text{ atm absoluta}$.

v_o es en general despreciable, pero z_o puede jugar un importante rol como por ejemplo en transporte de fluidos a alta temperatura.

$$P_e = P_{sat} + (\gamma * NPSH_{disp}) \quad (\text{aq})$$

Remplazando:

$$NPSH_{disp} = B_o - \frac{P_{sat}}{\gamma} - z_e - \frac{v_e^2}{2 * g} - Perd_{oe} \quad (\text{ar})$$

Existe cavitación en el cuándo el NPSH requerido supera el NPSH disponible.

8.6.6 Cavitación

La cavitación es un fenómeno de corrosión mecánica, que ocurre cuando en algún punto del escurrimiento la presión y la temperatura del líquido bombeado alcanzan el valor correspondiente a su condición de evaporación, generando un flujo mixto compuesto de líquido y burbujas de vapor.

Existen infinitas condiciones de presión y temperatura para las cuales el líquido se evapora.

Si posteriormente aumenta la presión y las burbujas de vapor condensan bruscamente junto a contornos sólidos, localmente aumenta la presión y temperatura y se producen choques mecánicos capaces de provocar fisuras microscópicas. La continua repetición del fenómeno puede romper la pared.

El fenómeno descrito puede ocurrir principalmente en el conducto de succión y en la zona de entrada al rodete de la bomba.

La cavitación en bombas se manifiesta de diversas maneras y las más importantes son:

- Ruidos y vibraciones.
- Corrosión en forma de picaduras a la entrada del rodete.
- Caída de las capacidades de la bomba (H, Q, rendimiento)

Consideraciones de cavitación

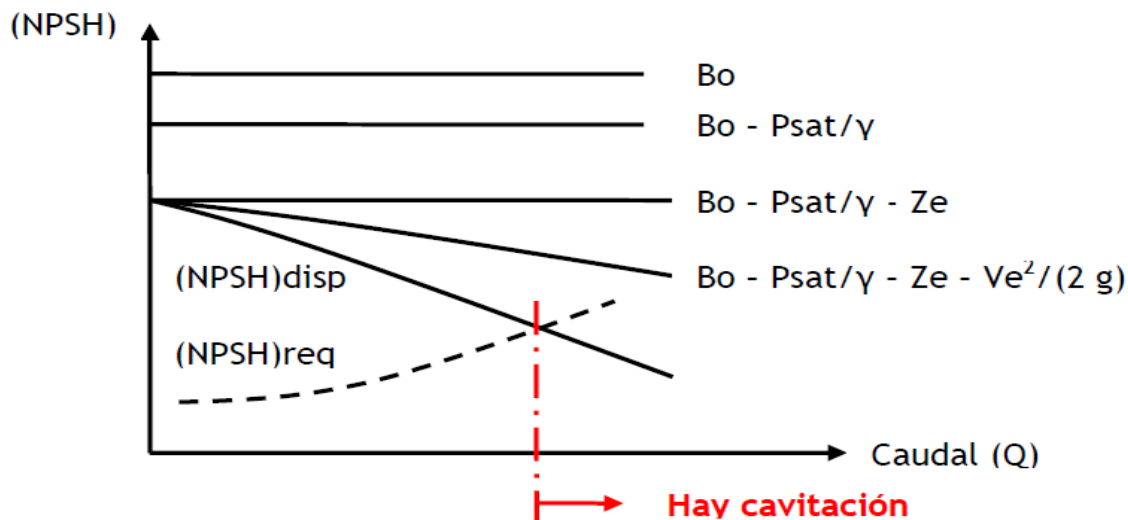


Figura F.4: Análisis cavitación para bombas, (Fuente:[19])

Consideraciones:

- Mientras mayor sea el $NPSH_{disp}$ del circuito con respecto al $NPSH_{req}$ de la bomba, menor es el riesgo de cavitación.

En el cálculo del $NPSH_{disp}$ intervienen sólo variables del circuito e indica que el riesgo de cavitación aumenta cuando:

- Bo disminuye, es decir, cuando la presión en el lugar de extracción del líquido disminuye o cuando el nivel del líquido está por debajo del eje de la bomba.
- Disminuye el diámetro del conducto de succión, porque aumenta la velocidad del escurrimiento y también aumentan las pérdidas de carga.
- Aumenta la temperatura, pues aumenta P_{sat} .
- Aumenta la cota Z_e . No es posible succionar agua desde 10 m.
- Aumenta la viscosidad del líquido bombeado.

8.6.7 Leyes de semejanza

Relacionan las características de operación (H , \dot{Q} , N_{eje}) con las RPM y la geometría del rodete.

El comportamiento operacional de una turbomáquina generadora puede ser modificado cambiando sus RPM y/o el diámetro del rodete. Cualquier variación del diámetro y/o las RPM afecta la altura H (o la presión P), el caudal \dot{Q} y la potencia (de fluido o en el eje).

Sean “a” y “b” dos puntos semejantes entre sí, lo que implica que existe entre ellos semejanza geométrica, cinemática y dinámica y que los rendimientos se consideran iguales.

Expresado en fórmulas:

$$\frac{\dot{Q}_a}{\dot{Q}_b} = \frac{RPM_a}{RPM_b} * \left[\frac{D_a}{D_b} \right]^3 \quad (\text{as})$$

$$\frac{H_a}{H_b} = \left[\frac{RPM_a}{RPM_b} \right]^2 * \left[\frac{D_a}{D_b} \right]^2 \quad (\text{at})$$

$$\frac{N_a}{N_b} = \left[\frac{RPM_a}{RPM_b} \right]^3 * \left[\frac{D_a}{D_b} \right]^5 \quad (\text{au})$$

Bombas de retorno de condensado son bombas centrifugas unicelulares, con flujo radial, eje horizontal, carcasa tipo voluta espiral simple, aspiración axial y descarga vertical hacia arriba. Con bocas de succión y descarga roscadas con hilo BSP. Impulsor cerrado. Esta serie está diseñada con el sistema back-pull-out, el cual permite realizar mantención o reparación del equipo, sin desmontar la carcasa del sistema de tuberías.

Características de operación

- Caudal: hasta $60 \frac{m^3}{h}$
- Altura: hasta 72 m
- Tamaño: DN $\frac{3}{4}$ "hasta 2".
- Presión Máxima: Hasta 8 bar.
- Temperatura: hasta 100 °C
- Velocidad de Giro: hasta 2900 rpm

Bombas de atemperador, multietapa que tiene las siguientes características

Bomba Centrifuga Multietapa, Flujo radial, eje horizontal, carcasa cilíndrica tipo difusor, aspiración horizontal lateral y descarga vertical hacia arriba. Con flanches en succión y descarga para presiones nominales PN-16 y PN-40 normalizadas de acuerdo a DIN 2543 y Din 2545 respectivamente. Impulsor cerrado.

Características de operación

- Caudal: Hasta $52 \frac{m^3}{h}$.
- Altura: Hasta 255 m.
- Tamaño Dn 25 hasta 40.
- Presión máxima: hasta 28 bar
- Temperatura: hasta 100 °C

- Velocidad de giro :2900 rpm

8.6.8 Dimension de calefactores

Las dimensiones son las siguientes:

- Dimensiones tinas y calefactores de tinas para cámaras tipo ACT:
 - i. El Serpentín tina posee tres tubos con una separación entre sí de 2 cm y tiene un diámetro de 76mm.
 - ii. El largo de la tina 24,20 metros.
 - iii. Largo de ambos serpentines es de 22.2metros. (Por zona mide 11.05 metros).
 - iv. Ancho de tina es de 32 cm.
 - v. El alto de la tina 53 cm.
- Dimensiones tinas y calefactores de tinas para cámaras tipo ACT-H y HT
 - i. El Serpentín tina posee tres tubos con una separación entre sí de 2 cm y tiene un diámetro de 76mm.
 - ii. El largo de la tina 25,10 metros.
 - iii. Largo de ambos serpentines es de 23,46 metros. (Por zona mide 11.73 metros).
 - iv. Ancho de tina 60 cm.
 - v. El alto de la tina 63 cm.

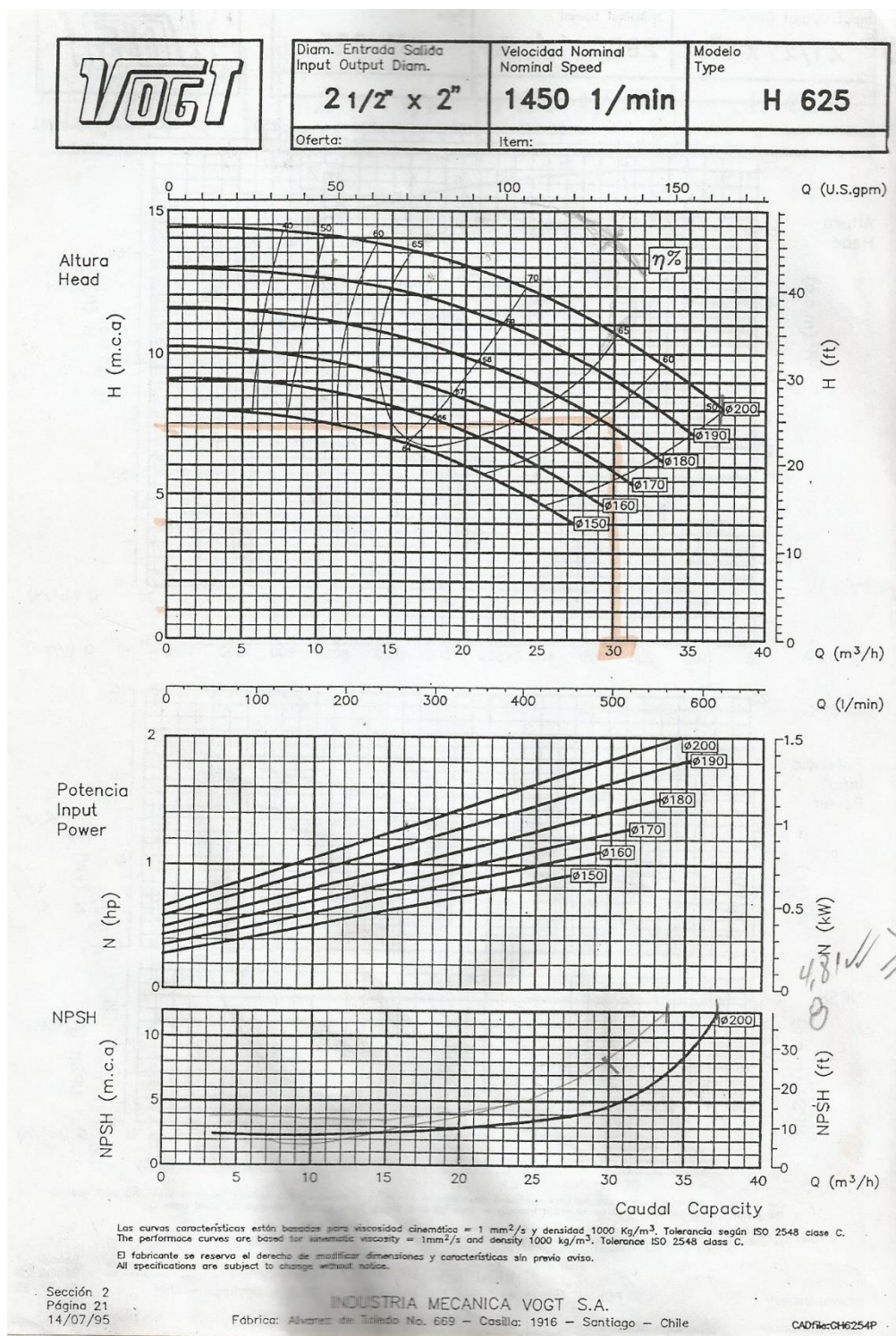


Figura F.5: Curvas características Bomba Vogth h 625(Fuente: [11])

8.7 Anexo H

8.7.1 Nuestra Visión

Contribuir a mejorar la vida de las personas, desarrollando productos forestales para los desafíos de un mundo sostenible.

Lo que nos define:

Producimos y gestionamos recursos forestales renovables. Somos una empresa global que hace suyos los desafíos de estar presente en el mundo. Creamos productos que mejoran la vida de las personas.

8.7.2 Nuestros Valores

Seguridad- Siempre, lo primero:

Ponemos la seguridad de las personas como prioridad en todas nuestras decisiones. Solo de esta forma consideramos que un trabajo está bien hecho. Nuestra meta es tener cero accidentes.

Compromiso-trabajamos con pasión:

Asumimos desafíos y trabajamos con pasión y esfuerzo para cumplirlos. En Arauco somos gente esforzada y honesta, que cumple su palabra.

Excelencia e innovación-Queremos ser mejores:

Somos líderes en lo que emprendemos, porque desafiamos nuestras capacidades. Debemos ser exigentes con nuestras metas, eficientes e innovadores en la forma de conseguirlas.

Trabajo en equipo- juntos somos más:

Respetamos a las personas, valoramos el aporte de cada uno y sabemos que al trabajar en equipo avanzamos más rápido y llegamos más alto. Reconocemos nuestras limitaciones y pedimos ayuda.

Buen ciudadano-Respetamos el entorno y creamos valor:

Actuamos con una mirada a largo plazo. Nuestro trabajo aporta al bienestar social, respeta a nuestros vecinos y al medio ambiente.

8.7.3 Productos

Tabla H.1: Productos Maderas Arauco (Fuente: www.arauco.cl)

Tableros Terciados	
AraucoPly	Tableros contrachapados de alta resistencia, de madera de pino radiata. Espesores de 9 hasta 30 mm, ancho 1,22 m y de largo 2,44m
Maderas Aserradas	
Moulding&Better	Madera de Pino Radiata de aprovechamiento industrial. Seca, con y sin cepillar. Presenta dos medidas de espesor (5/4" y 6/4") y ancho variable. El largo varía entre los 3,9 m y los 4,8 m
Shop/P99	Madera lateral de ancho variable, para uso industrial, conforme a estándares de la norma americana WWPA. Presenta Largos de hasta 4,8 m
Seca Cepillada	Madera de Pino Radiata aserrad, cepillada y seca en horno. Cepillada dos o cuatro caras. Presenta largos de hasta 4,8 m, en diferentes medidas.
Impregnada	Madera de Pino Radiata impregnada al vacío con sales CCA, retención garantizada.
Estructural	Madera de Pino Radiata graduada mecánicamente según normas BS EN 519
Construcción	Madera de Pino Radiata para construcción verde o seca con y sin cepillar. presenta diversas medidas, y espesores desde 11 mm hasta 300 mm. Anchos desde 75mm a 300 mm y largos de hasta 4880 mm
Embalaje	Madera de Pino Radiata para embalaje (pallets). Presenta diferentes largos, desde 1 m hasta 4,88 m, verde o seca en horno.
Basas	Basa de pino radiata de diferentes medidas, con largos de hasta 5 m.
Productos Re manufacturados	
Cutstocks	Madera si nudos, seca y cepillada de diferentes medidas. Largo mínimo de 50 cms.
Blanks	Piezas Formadas por la unión finger de blocks. Viene en diversas medidas, con largos de hasta 5 m.
Tableros Finger	Tableros finger-joint encolados, lijados y encuadrados. Espesores desde 19 mm; anchos de hasta 900 mm y largos hasta 4880 m
Tableros Masterplac	Tableros formados por listones de pino radiata ensamblados con unión finger.joint y encolados por cantos. Espesores de 18mm y 30 mm, de ancho 1,02 m y largo 2,44 m

Tableros Sólidos	Tableros sólidos, encolados, con o sin lijados y encuadrados. Espesores desde 19 mm, anchos de hasta 900 mm y largos de hasta 1200 mm.
------------------	--

Tabla H.2 Especies: Especies Aserraderos Cholguán (Fuente: Unidad de secado)

N°	Especies	Espesor (mm)	Densidad (kg/m ³)	N°	Especies	Espesor (mm)	Densidad (kg/m ³)
1	A. Latina	11	460	24	España	38	460
2	A. Latina	15	460	25	España	46	460
3	A. Latina	17	460	26	M&B	38	460
4	A. Latina	18	460	27	M&B	44	460
5	A. Latina	20	460	28	M.Nacional	1"	440
6	A. Latina	23	460	29	M.Nacional	2"	480
7	A. Latina	37	460	30	Pallet	17	440
8	A. Latina	45	460	31	Pallet	18	440
9	A. Latina	72	460	32	Rip	23	440
10	A. Latina	88	460	33	Rip	25	440
11	A. Latina	91	460	34	Rip	38	460
12	Chep	91	480	35	Rip	44	460
13	China	17	460	36	Shop	38	460
14	China	18	460	37	Shop	44	460
15	China	20	460	38	TyP	15	440
16	China	23	460	39	TyP	38	460
17	China	25	460	40	TyP	78	460
18	China	29	460	41	TyP	88	460
19	China	33	460	42	TyP	91	460
20	China	38	460	43	Vigas	38	460
21	China	47	460	44	Vigas c/m	38	460
22	China	52	460	45	Vigas/m	38	460
23	España	26	460				

8.8 Anexo I

Las máximas separaciones para las dos primeras guías cercanas a la junta son como sigue:

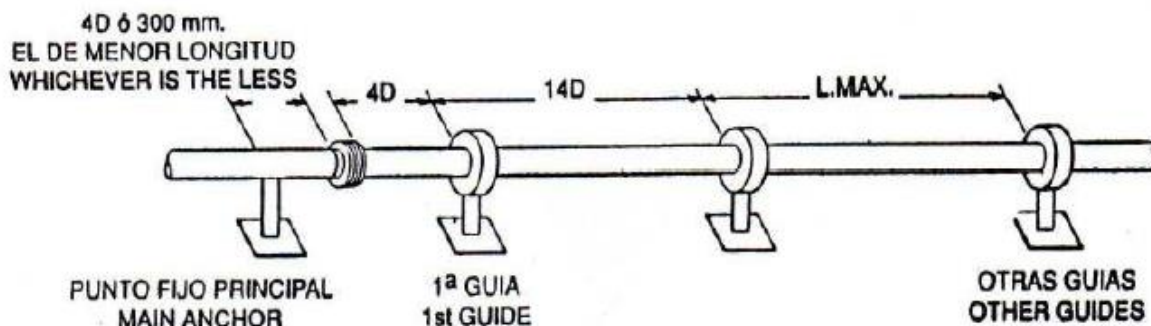


Figura I.1: Instalación guías o soportes líneas de vapor (Fuente: [5])

Observación:

D: Diámetro de la tubería.

Lmax: Distancia máxima recomendada entre guías

Temperatura C°	Presión equivalente en vapor saturado	Tubo acero	Tubo hierro forjado	Tubo hierro fundido	Tubo cobre
-20		-0.20	-0.23	-0.20	0.33
-10		-0.10	-0.12	-0.10	0.16
0		0	0	0	0
10		0.10	0.12	0.10	0.16
20		0.20	0.23	0.20	0.33
30		0.32	0.25	0.30	0.50
40		0.43	0.47	0.40	0.67
50		0.55	0.59	0.50	0.84
60		0.66	0.71	0.60	1.01
70		0.78	0.84	0.70	1.18
80		0.89	0.95	0.81	1.35
90		1.01	1.08	0.92	1.52
100	0	1.13	1.20	1.03	1.69
110	0.43	1.24	1.34	1.14	1.86
120	0.97	1.36	1.46	1.25	2.03
130	1.70	1.47	1.59	1.37	2.20
140	2.60	1.59	1.71	1.48	2.39

Temperatura C°	Presión equivalente en vapor saturado	Tubo acero	Tubo hierro forjado	Tubo hierro fundido	Tubo cobre
150	3.75	1.71	1.85	1.60	2.57
160	5.17	1.83	1.98	1.71	2.75
170	6.91	1.95	2.11	1.83	2.92
180	9.01	2.08	2.25	1.95	3.10
190	11.55	2.20	2.39	2.06	3.28
200	14.55	2.32	2.52	2.17	3.46
210	18.05	2.45	2.65	2.30	3.63
220	22.15	2.57	2.80	2.42	3.81
230	22.15	2.57	2.80	2.42	3.81
240	32.50	2.82	3.08	2.68	4.16
250	38.70	2.95	3.22	2.80	4.34
260	46.00	3.07	3.38	2.93	4.51
270		3.20	3.51	3.06	4.69
280		3.33	3.65	3.19	4.87
290		3.46	3.80	3.32	5.04
300		3.59	3.96	3.45	5.22

EJEMPLO : PARA UN TRAMO DE 50 MTS. TUBO DE ACERO TRABAJANDO CON VAPOR SATURADO A 1.5 BAR Y TEMPERATURAS EXTREMAS ENTRE 10 °C Y 200 °C.

- EXPANSION DE 1 MT. A 10 °C = 0.10 MM.
- EXPANSION DE 1 MT. A 200 °C = 2.32 MM.

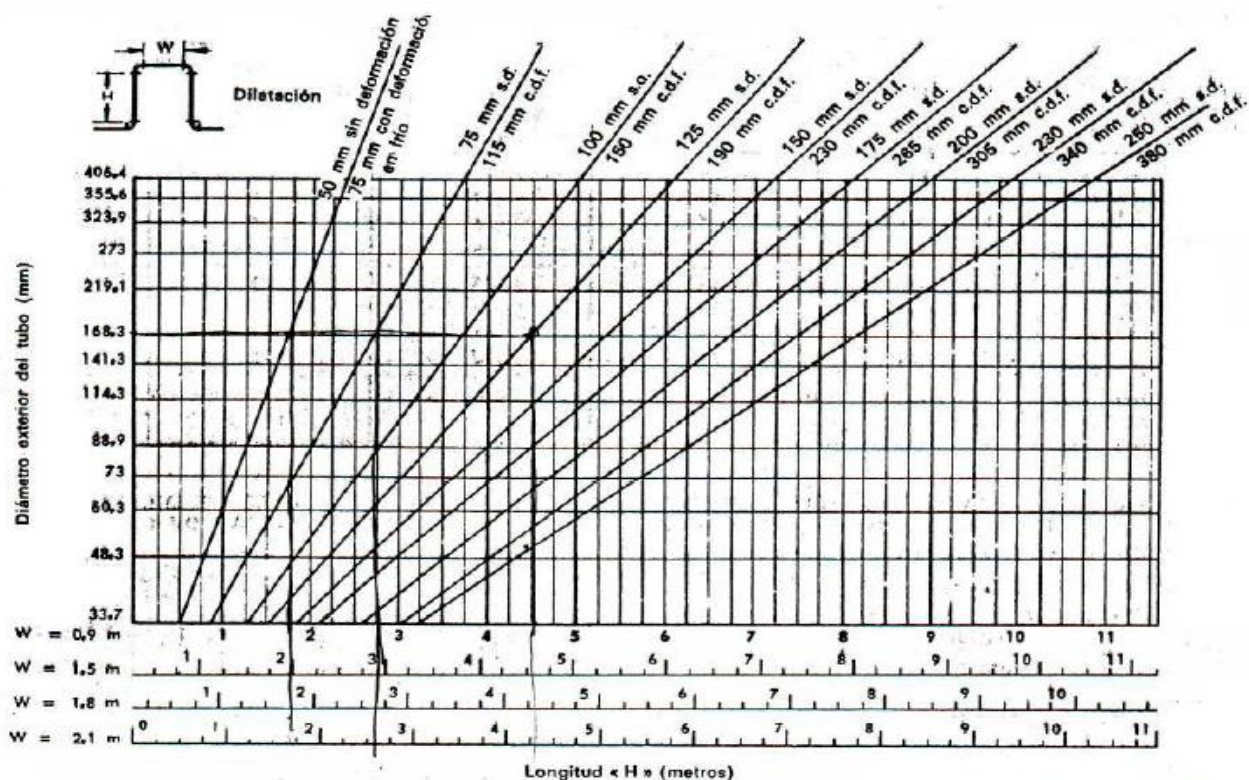
DIFERENCIA = 2.22 MM.
EXPANSION PARA 50 MT. = 111.00 MM.

Figura I.2: Expansión cañerías en milímetros (Fuente: [5])

MACOGA

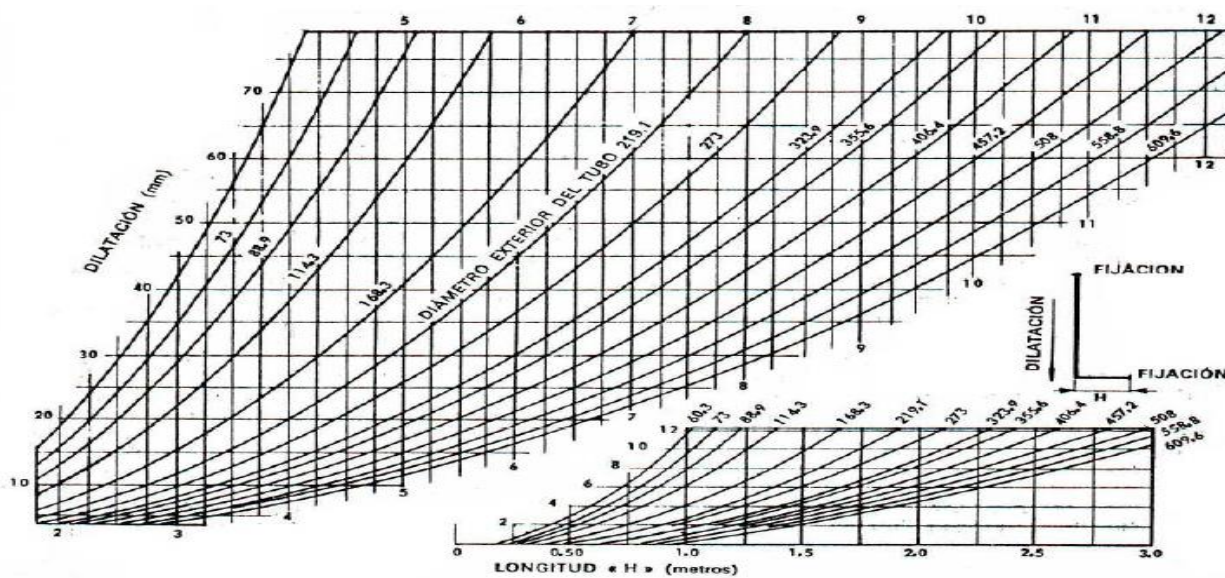
DIAMETRO NOMINAL		PRESION DE TRABAJO		MOVIMIENTO AXIAL		FUERZA DE COMPRESION APROXIMADA		AREA EFECTIVA		LONGITUDES			
										MWA Con manguitos para soldar		MFA Con bridas	
m.m.	Pulg.	bar	psi.	m.m.	Pulg.	Kgs.	Lbs.	cm ²	Pulg. ²	m.m.	Pulg.	m.m.	Pulg.
15	¼	25	363	12	½	33	73	3,26	0,506	150	5,90	130	5,11
				25	1					200	7,87	180	7,08
				50	2					320	12,59	340	13,38
20	¾	25	363	12	½	34	75	5,37	0,833	150	5,90	130	5,11
				25	1					200	7,87	180	7,08
				50	2					330	12,99	270	10,62
25	1	25	363	12	½	31	68	8,17	1,267	150	5,90	140	5,51
				25	1					200	7,87	180	7,08
				50	2					330	12,99	270	10,62
				75	3					450	17,71	400	15,74
32	1½	25	363	12	½	75	165	13,30	2,061	150	5,90	140	5,51
				25	1					210	8,26	190	7,48
				50	2					340	13,38	290	11,41
				75	3					460	18,11	450	17,71
40	1½	25	363	12	½	75	165	17,63	2,717	200	7,87	150	5,90
				25	1					220	8,66	200	7,87
				50	2					340	13,38	290	11,41
				75	3					460	18,11	450	17,71
50	2	25	363	12	½	100	220	30,41	4,714	220	8,66	160	6,29
				25	1					250	9,84	200	7,87
				50	2					370	14,56	300	11,81
				75	3					480	18,89	450	17,71
65	2½	25	363	12	½	181	575	43,80	6,789	230	9,05	180	5,11
				25	1					260	10,23	215	8,46
				50	2					370	14,56	320	12,59
				75	3					480	18,89	450	17,71
80	3	25	363	12	½	205	450	62,78	9,731	240	9,44	190	7,48
				25	1					280	11,02	230	9,05
				50	2					370	14,56	320	12,59
				75	3					500	19,68	450	17,71
100	4	25	363	25	1	303	870	107,70	16,690	260	10,23	210	8,26
				50	2					350	13,77	290	11,41
				75	3					470	18,50	450	17,71
125	5	25	363	25	1	616	1.360	162,91	25,250	270	10,62	210	8,26
				50	2					350	13,77	290	11,41
				75	3					470	18,50	450	17,71
150	6	25	363	25	1	1.104	2.475	227,50	35,360	270	10,62	210	8,26
				50	2					350	13,77	290	11,41
				75	3					470	18,50	450	17,71
200	8	16	232	25	1	1.139	2.510	385,30	59,720	270	10,62	210	8,26
				50	2					370	14,56	310	12,20
				75	3					480	18,82	450	17,71
200	8	25	363	25	1	1.878	4.140	385,30	59,720	270	10,62	210	8,26
				50	2					370	14,56	310	12,20
				75	3					480	18,82	450	17,71
250	10	16	232	50	2	1.323	2.917	670	103,9	370	14,56	310	12,20
				75	3					480	18,89	450	17,71
250	10	25	363	50	2	1.764	3.889	670	103,9	370	14,56	310	12,20
				75	3					480	18,89	450	17,71

Figura 1.3: Información para macogas (Fuente: [5])



Datos reproducidos de Ric-Wil Co.

Figura 1.4: Bucles de dilatación (Fuente: [5])



8.9 Anexo J

Datos cañería

$$D_{cañeria} = \frac{219}{1000} \text{ m}$$

$$L_{cañeria} = 83 \text{ m}$$

$$espesor_{tubería} = \frac{8,18}{1000} \text{ m}$$

$$diámetro_{interior} = D_{cañeria} - espesor_{tubería} \cdot 2 \text{ m}$$

$$Radio_1 = \frac{D_{cañeria}}{2} \text{ m}$$

$$Radio_2 = \frac{diámetro_{interior}}{2} \text{ m}$$

Datos vapor

$$V_{vapor} = 25 \text{ m/s} \quad \text{velocidad del vapor}$$

$$T_{vapor} = 180 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{vapor} = 9 \text{ bar}$$

Datos aire

$$T_{aire} = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$V_a = 5 \text{ m/s}$$

$$P_{aire} = 1 \text{ bar}$$

Conductividad termica

$$\lambda_{acero} = 50 \text{ W/m K}$$

$$\lambda_{lanamineral} = 0,05 \text{ W/m K}$$

Propiedades Fisicas vapor

$$T_{supuesta} = 168 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{pared} = 179 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_f = 1 / 2 \cdot (t_{pared} + 1 / 2 \cdot (T_{vapor} + T_{supuesta}))$$

$$\rho_{vapor} = \rho (\text{ Steam ; } T = T_f; P = P_{vapor})$$

$$Cp_{vapor} = Cp (\text{ Steam ; } T = T_f; P = P_{vapor})$$

$$\lambda_{vapor} = k (\text{ Steam ; } T = T_f; P = P_{vapor})$$

$$\nu_{vapor} = \frac{\text{Visc} (\text{ Steam ; } T = T_f; P = P_{vapor})}{\rho_{vapor}}$$

$$Pr_{vapor} = Pr (\text{ Steam ; } T = T_f; P = P_{vapor})$$

Reinold

$$Re_{vapor} = V_{vapor} \cdot \frac{diámetro_{interior}}{\nu_{vapor}}$$

Nusselt

$$Nuh_{vapor} = 0,0214 \cdot (Re_{vapor}^{0,8} - 100) \cdot Pr_{vapor}^{0,4} \cdot \left[1 + \left(\frac{diámetro_{interior}}{L_{cañeria}} \right)^{(2 / 3)} \right]$$

$$\alpha_{vapor} = Nuh_{vapor} \cdot \frac{\lambda_{vapor}}{diámetro_{interior}}$$

Propiedades físicas aire

$$\rho_{\text{aire}} = \rho (\text{Air} ; T = T_{\text{aire}} ; P = P_{\text{aire}})$$

$$\lambda_{\text{aire}} = k (\text{Air} ; T = T_{\text{aire}})$$

$$c_{p_{\text{aire}}} = C_p (\text{Air} ; T = T_{\text{aire}})$$

$$\nu_{\text{Saire}} = \text{Kinematic Viscosity} (\text{Air} ; T = T_{\text{aire}} ; P = P_{\text{aire}})$$

$$Pr_{\text{aire}} = Pr (\text{Air} ; T = T_{\text{aire}})$$

$$I_{\text{aire}} = \frac{\pi}{2} \cdot D_{\text{cañería}}$$

$$Re_{\text{aire}} = V_a \cdot \frac{I_{\text{aire}}}{\nu_{\text{Saire}}}$$

$$Nuhh_{\text{laminar}} = 0,664 \cdot Re_{\text{aire}}^{0,5} \cdot Pr_{\text{aire}}^{0,33}$$

$$Nuhh_{\text{turbulento}} = \frac{0,037 \cdot Re_{\text{aire}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{aire}}}{1 + 2,443 \cdot Re_{\text{aire}}^{-0,1} \cdot (Pr_{\text{aire}}^{2/3} - 1)}$$

$$Nusselt_{\text{aire}} = 0,3 + (Nuhh_{\text{laminar}}^2 + Nuhh_{\text{turbulento}}^2)^{0,5}$$

$$\alpha_{\text{aire}} = Nusselt_{\text{aire}} \cdot \frac{\lambda_{\text{aire}}}{I_{\text{aire}}}$$

Resistencia Termica

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{vapor}}} + \frac{Radio_2}{\lambda_{\text{acero}}} \cdot \ln \left[\frac{Radio_1}{Radio_2} \right] + \frac{Radio_2}{Radio_1 \cdot \alpha_{\text{aire}}}}$$

$$ATC = \pi \cdot \text{diametro}_{\text{interior}} \cdot L_{\text{cañería}}$$

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 20 \cdot \frac{1000}{3600}$$

Aislacion Referido al area interna

$$\frac{1}{\alpha_{\text{vapor}}} + \frac{Radio_2}{\lambda_{\text{acero}}} \cdot \ln \left[\frac{Radio_1}{Radio_2} \right] + \frac{Radio_2}{\lambda_{\text{lanamineral}}} \cdot \ln \left[\frac{Radio_3}{Radio_1} \right] = \frac{T_{\text{vapor}} - T_{\text{exterior}}}{\frac{Radio_2}{Radio_3 \cdot \alpha_{\text{aire}}}} = \frac{T_{\text{exterior}} - T_{\text{aire}}}{\frac{Radio_2}{Radio_3 \cdot \alpha_{\text{aire}}}}$$

$$Radio_3 = Radio_1 + \frac{50}{1000}$$

$$\text{Espesor}_{\text{aislante}} = Radio_3 - Radio_1$$

Calor con aislante

$$Q = \frac{ATC \cdot \left[\frac{T_{\text{exterior}} - T_{\text{aire}}}{\frac{Radio_2}{Radio_3 \cdot \alpha_{\text{aire}}}} \right]}{1000}$$

$$Q = \dot{m}_{\text{vapor}} \cdot c_{p_{\text{vapor}}} \cdot (T_{\text{vapor}} - T_{\text{salida}})$$

$$Q_{\text{largo}} = \frac{Q}{L_{\text{cañería}}}$$

Unit Settings: SI C bar kJ mass deg

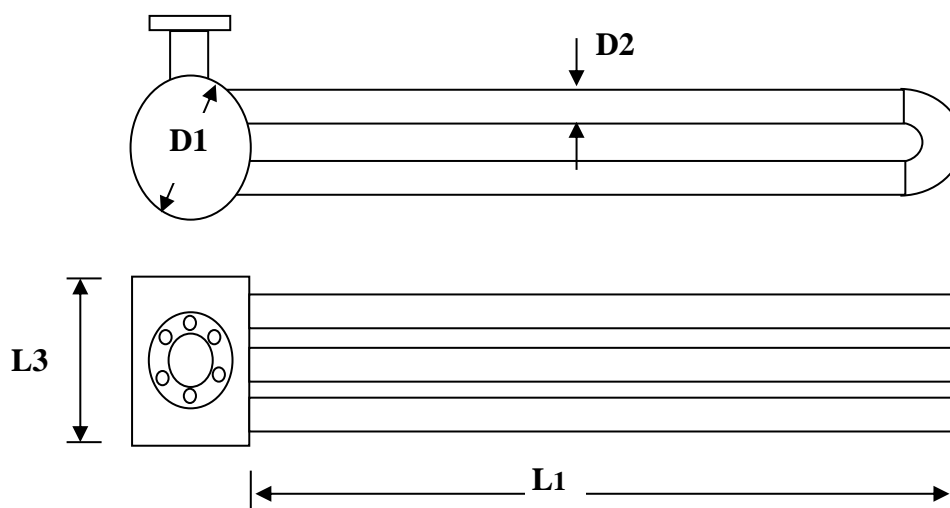
$\alpha_{\text{aire}} = 29,97 \text{ [W/m}^2\text{K]}$	$\alpha_{\text{vapor}} = 353,4 \text{ [W/m}^2\text{K]}$	ATC = 52,84 [m ²]
$D_{\text{cañeria}} = 0,219 \text{ [m]}$	Espesor _{aislante} = 0,05 [m]	espesor _{tuberia} = 0,00818 [m]
$\lambda_{\text{vapor}} = 0,03559 \text{ [W/m}^2\text{K]}$	$l_{\text{aire}} = 0,344 \text{ [m]}$	$L_{\text{cañeria}} = 83 \text{ [m]}$
$Nu_{\text{hhvapor}} = 2012$	$Nu_{\text{seltaire}} = 432$	$Pr_{\text{aire}} = 0,7336$
$Q = 11,89 \text{ [kW]}$	$Q_{\text{largo}} = 0,1433 \text{ [kW]}$	Radio ₁ = 0,1095 [m]
$Re_{\text{vapor}} = 1,575\text{E}+06$	$\rho_{\text{aire}} = 1,262 \text{ [kg/m}^3\text{]}$	$\rho_{\text{vapor}} = 4,638 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
$t_{\text{pared}} = 179 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{\text{salida}} = 179,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{\text{supuesta}} = 168 \text{ [}^\circ\text{C]}$
$vis_{\text{vapor}} = 0,000003216 \text{ [m}^2\text{/s]}$	$V_a = 5 \text{ [m/s]}$	$V_{\text{vapor}} = 25 \text{ [m/s]}$
$cp_{\text{aire}} = 1,004 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$	$cp_{\text{vapor}} = 2,5 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{K]}$	diametro _{interior} = 0,2026 [m]
$\lambda_{\text{acero}} = 50 \text{ [W/m}\cdot\text{K]}$	$\lambda_{\text{aire}} = 0,02386 \text{ [W/m}\cdot\text{K]}$	$\lambda_{\text{lanaminal}} = 0,05 \text{ [W/m}\cdot\text{K]}$
$\dot{m}_{\text{vapor}} = 5,556 \text{ [kg/s]}$	$Nu_{\text{hh laminar}} = 211,5$	$Nu_{\text{hh turbulento}} = 376,4$
$Pr_{\text{vapor}} = 1,048$	$P_{\text{aire}} = 1 \text{ [bar]}$	$P_{\text{vapor}} = 9 \text{ [bar]}$
Radio ₂ = 0,1013 [m]	Radio ₃ = 0,1595 [m]	$Re_{\text{aire}} = 124425$
$T_{\text{aire}} = 3 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_{\text{exterior}} = 7,772 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$T_f = 176,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$
$T_{\text{vapor}} = 180 \text{ [}^\circ\text{C]}$	$U = 29,53 \text{ [W/m}^2\text{K]}$	$vis_{\text{aire}} = 0,00001382 \text{ [m}^2\text{/s]}$

El cálculo de calefactores se realiza en función al procedimiento detallado en libro Secado de Madera; Mahild; Jose Pezo.

Datos de Entrada			Cálculo de Velocidades		
Altura de la Aleta (ha)	m	0,0158	Factor velocidad en estrechamiento (a)		2,49
Espesor de la aleta superior (Ss)	m	0,0004	Velocidad de acercamiento al serpentín (Vo)	m/s	6,0
Espesor en la Base de la Aleta (Sb)	m	0,0004	Velocidad de Estrechamiento (Vm)	m/s	10,64
Diámetro Exterior de los Tubos (da)	m	0,0254	Condición		0,095
Diámetro Interior de los Tubos (di)	m		Velocidad Efectiva de Esgurrimiento (Vr)	m/s	10,64
Paso entre Aletas	m	0,0060			

(t)					
Longitud de Tubos (Lt)	m	320,0	Propiedades Térmicas de los Materiales		
Espaciamiento Transversal entre Tubos (Sq)	m	0,063	Temperatura de Película (Tp)	°C	90,3
Espesor Promedio de la Aleta (S=(Ss+Sb)/2)	m	0,0004	Conductividad Térmica de la Aleta de Aluminio	W/m°K	244,74
Longitud Característica (l)	m	0,0470	Conductividad Térmica el Tubo (Acero Carbono)	W/m°K	59,00
Propiedades del Aire			Cálculo de Transferencia de Calor		
Temperatura de referencia del aire (Tf)	°C	90,3	Número de Nusselt Laminar (Nul)		88,30
Conductividad Térmica del Aire (Ka)	W/m°K	0,0305	Número de Nusselt Turbulento (Nut)		96,63
Viscosidad Cinemática del Aire (v)	m ² /s	2,2431E-05	Número de Nusselt Corregido(Nu)		131,20
Número de Prandtl (Pr)		0,71	Difusividad Térmica (alfa)	W/m°K	85,16
Número de Reynolds (Re)		22.324	Factor m		41,40
			Difusividad Térmica (alfa asterisco)	W/m°K	13.676
			Difusividad Térmica Efectiva (alfa efectiva)	W/m°K	1.005
			Calor Transferido (Q)	W	3.734.887

Para cálculo de Calefactores de tinas se tiene lo siguiente:



8.9.1 Datos calefactor

Datos	Unidad	
L1	m	10,93
L2 (Longitud curvatura tubos)	m	0,43
D2	m	0,07
L3	m	0,31
D1	m	0,14
Nº de haces de Tubos	Gral	3,00
Nº de Serpentes	Gral	2,00

8.9.2 Área de transferencia de calor

A	m ²	30,52
Temperatura Vapor	°C	180,56

8.9.3 Coeficiente convectivo

Datos	Simbolo	Unidad	Valor
Conductividad Térmica del Vapor	Kv	W/mK	0,03509
Entalpía del Vapor	hfg	KJ/Kg	2013,32
Temperatura del Tubo	Ttubo	°K	453,71

Temperatura del Agua	Tagua	°K	373,15
Densidad del vapor a Tagua	Rho vapor	kg/m3	0,6421
Densidad del agua a Tagua	Rho agua	kg/m3	958,03
Aceleración de Gravedad	g	m/s2	9,8
Viscosidad dinámica del vapor	eta	kg/ms	1,21E-08
Diámetro exterior tubo	De	m/s2	0,072
Calor específico del vapor	Cp	KJ/kgK	2,540087618

Coeficiente Convectivo	hc	KJ/m2K	1,05
Calculo Potencia Utilizada	Q	KW	2586,58
Consumo de Vapor	M	Ton/hr	4,62

$$h_c = 0,53 \cdot \sqrt[4]{\frac{\kappa_v^3 \cdot \rho_v \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot h_{fg}}{\eta_v \cdot d_e \cdot \Delta T} \cdot \left(1 + 0,4 \frac{C_p \cdot \Delta T}{h_{fg}}\right)}$$

$$A = \pi \cdot \left\{ N^\circ \text{ tubos} \cdot D_2 \cdot (2 \cdot L_1 + L_2) + \frac{1}{4} D_1^2 + D_1 \cdot L_3 \right\} \cdot N^\circ \text{ serpentines}$$

Observación: Plano y diagrama adjuntos pertenecen al anexo J.