

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE
GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

Estudio de vapor en una planta de manufactura de
jabón en Escuintla, Guatemala

Germán Felipe García Calvinisti, Oscar Fernando García Osorio,
Arturo Antonio Herador Cáceres, Héctor Alfredo Alarcón Argueta,
José Alejandro Prem Andrade

Guatemala
2010

Estudio de vapor en una planta de manufactura de
jabón en Escuintla, Guatemala

UNIVERSIDAD DEL VALLE
DE GUATEMALA

Facultad de Ingeniería

Estudio de vapor en una planta de manufactura de
jabón en Escuintla, Guatemala

Trabajo de Investigación presentado por: Germán Felipe García
Calvinisti, Oscar Fernando García Osorio, Arturo Antonio Herador
Cáceres, Héctor Alfredo Alarcón Argueta, José Alejandro Prem
Andrade para optar al grado académico de Licenciado en
Ingeniería Mecánica

Guatemala
2009

Vo. Bo:

(f) Manuel E. Ruano
Ing. Manuel Ruano

Tribunal:

(f) Manuel E. Ruano
Ing. Manuel Ruano

(f) X ~~Manuel E. Ruano~~
Ing. José Joaquín Garoz

Fecha de aprobación.

PREFACIO

El documento que aquí se presenta, tiene como finalidad dar soluciones puntuales para la optimización en la distribución de vapor para una planta de manufactura de jabones. Una red de distribución de vapor se compone de varios componentes que son necesarios optimizar para garantizar una relación cinética entre los mismos. Los diferentes temas han sido desarrollados partiendo de los fundamentos teóricos y los diferentes métodos ingenieriles.

La idea de este proyecto surge en el año 2008. Ante todo, la decisión de hacerlo surge debido a la búsqueda de un de un proyecto real en donde se pudieran aplicar tangiblemente todos los conocimientos adquiridos a lo largo de la carrera, al tiempo que se brindaba un proyecto formal de ingeniería.

Este proyecto ya estaba en marcha cuando entramos en él. Se trata de un problema serio que necesita ser abordado con técnicas de ingeniería. Por lo tanto, constituye un reto en sí para poner a prueba nuestros conocimientos y técnicas aprendidas a lo largo de la carrera de ingeniería mecánica, un proyecto que en sí busca superarnos en el ámbito práctico de nuestra carrera, al mismo tiempo que aportamos nuestro grano de arena en el ámbito industrial guatemalteco.

Para la fase de estudio y cotización, fueron contratadas empresas nacionales e internacionales de gran prestigio, por lo que nuestra inquietud fue realizar un proyecto a la altura de estas empresas que resultara más conveniente para la fábrica.

La planta de manufactura fue muy accesible en cuanto a recopilación de información. Habiendo firmado un contrato de confidencialidad, fueron muy abiertos al momento de

proporcionarnos un recorrido de la planta, explicarnos el funcionamiento de la misma, los problemas que tenían y darnos todo el material que estuviera a su alcance para realizar el presente proyecto.

Durante el proyecto surgieron muchas dudas, que hicieron que tuviéramos que buscar ayuda en libros y en otros profesionales, para obtener los conocimientos necesarios para poder realizar todos los cálculos. En sí fue una experiencia que retó nuestros conocimientos y nos realizó en la práctica de la profesión de ingeniería mecánica.

CONTENIDO

	Pág.
PREFACIO	vi
LISTA DE FIGURAS	xii
LISTA DE TABLAS	xv
RESUMEN	xx
I. INTRODUCCIÓN	1
II. JUSTIFICACIÓN	4
III. OBJETIVOS	5
IV. MARCO TEÓRICO	6
1. La presión de trabajo	7
2. Reducción de presión	9
3. Tuberías y dimensionamiento de tuberías	10
4. Material de tubería	11
5. Dimensionamiento de tubería	12
6. La presión de trabajo en la tubería principal y la caldera	12
7. Caída de presión en líneas de vapor	13
8. Vapor	14
9. Tolerancia de los accesorios para la tubería	15
10. Velocidad de las tuberías	15
11. Dimensionamiento en tuberías de vapor sobrecalentado	17
12. Método	19
13. Expansión de tubería y soportes	20
14. Tolerancia de la expansión	20
15. Juntas de expansión térmica	22

16.	La curva completa	24
17.	Vuelta de herradura	24
18.	Curva de expansión	25
19.	Junta deslizante	26
20.	Junta de expansión	27
21.	Tuberías en ascenso y descenso	29
22.	Espaciamiento de soporte de tubería	30
23.	Termodinámica y transferencia de calor	31
24.	Mecanismos de transferencia de calor	32
25.	Mecanismos simultáneos de transferencia de calor	37
26.	Intercambiadores de calor	38
27.	Aislantes	39
28.	Espesor de aislamiento óptimo	40
29.	Mecánica de fluidos	41
30.	Presión de fluidos	41
31.	Ecuación de la energía	42
32.	Separadores de vapor	42
33.	Golpe de arietes y corrosión	43
34.	Bridas	45
35.	Vapor flash	46
36.	Partes de una red de retorno de condensado	47
37.	Descargas de líneas individuales a presiones diferentes	54
38.	Set de trampas de vapor	55
39.	Tipo de trampas	56
40.	Dimensionamiento de trampas	58
41.	Análisis del desempeño	58
42.	Tanque de condensados	58

43.	Bombas de condensado	59
44.	Soldadura de arco	59
45.	Soldadura por arco con electrodo recubierto	63
46.	Soldadura por arco con protección gaseosa	64
47.	Soldadura por arco con fundente en polvo	68
48.	Empaques	68
49.	Válvula de disco	69
50.	Saponificación	69
51.	Jabón granulado	73
52.	Jabón líquido	73
53.	Jabón gomoso	73
54.	Jabón sucio o negro	74
55.	Tanques de almacenamiento y grasas	74
56.	Pailas	74
57.	Tanques de aceite	75
58.	Separadores estáticos	75
59.	Mezclado	76
60.	Crutchers	76
61.	Secado	77
62.	Modelado	78
63.	Tubería trazadora (tracing)	78
64.	Agitación mecánica de líquidos en una sola fase	79
65.	Impulsores	79
66.	Tipos de impulsores	80
67.	Formación y prevención de vórtices	81
V.	ANTECEDENTES	83
VI.	DELIMITACIÓN DEL TEMA	86

VII.	DISEÑO	87
1.	Tanque principal de agua de alimentación	87
2.	Aislamiento en un tanque de principal de agua de alimentación	105
3.	Red de retornos de condensados	115
4.	Distribuidor	150
5.	Diseño de tubería sustituta hacia el área de lavandería	180
6.	Transferencia de calor para el proceso de saponificación	211
VIII	CONCLUSIONES	234
IX	RECOMENDACIONES	238
X.	BIBLIOGRAFÍA	239
XI	APÉNDICE	241

ÍNDICE DE FIGURAS

No.	Nombre	Pág.
1	Relación presión / volumen específico, vapor saturado	8
2	Estación de válvula reductora de presión	9
3	Caída de presión para tubería de 40	13
4	Cuadro de dimensionamiento de tubería de vapor – velocidad	19
5	Flexibilidad en conexión con la línea de retorno de condensado	21
6	Uso de pieza espaciadora para expansión al momento de instalar la tubería	22
7	Curva completa	24
8	Curva de herradura	25
9	Curva de expansión	25
10	Capacidades de absorción de curvas de expansión para tubería de acero al carbono	26
11	Junta deslizante	27
12	Junta de expansión simple	27
13	Movimiento axial de juntas	28
14	Movimiento lateral y angular	28
15	Movimiento angular y axial de juntas	28
16	Diagrama de tubería de ascenso y descenso	29
17	Soportes para tubería de vapor con rodillo para la expansión térmica (3 Grados de libertad) y soporte para tubería de vapor con rodillo y asiento para la expansión térmica (2 Grados de Libertad)	30
18	Partes de una red de retorno de condensado	47

19	Esquema de tubería de drenaje a la trampa para equipos o procesos que utilizan vapor y trampas mecánicas o termodinámicas	50
20	Esquema para diseño de líneas de drenaje a trampas de vapor en distribuidores de vapor	51
21	Disposición de accesorios en el set de trampa de vapor	56
22	Esquema de tanque de condensados	59
23	Tipos de turbinas	80
24	Vorticidad con y sin mamparas	81
25	Diseño inicial del tanque principal de agua de alimentación	90
26	Diseño final del tanque principal de agua de alimentación	92
27	Diagrama de tubería para pérdida de cabeza	93
28	Diagrama de tubería desde desilizador al tanque principal de agua de alimentación	96
29	Esquema de red de retorno de condensados	121
30	Esquema de instalación de bomba de condensados	123
31	Funcionamiento porcentual según el estado de operación de trampas de vapor para toda la planta de manufactura	144
32	Diagrama de cargas	154
33	Diagrama de corte	154
34	Diagrama de momentos	154
35	Ubicación de líneas de distribución a los distintos departamentos	165
36	Perfil del soporte	175
37	Planos de la ruta de distribución de vapor de calderas a lavandería	181

38	Planos en isométricos de la ruta de distribución de vapor de calderas a lavandería (Vista de Hoja Horizontal)	182
39	Pérdida de presión tubería cédula 40	184
40	Standard Riser Clamp	192
41	Soportes de rodillo con asiento	193
42	Planos de la ruta de distribución de vapor de calderas a detergentes	196
3	Planos de ruta de nueva línea hacia área de detergentes	197
44	Tabla de pérdida de presión tubería cédula 40	199
45	Standard Riser Clamp	207
46	Soporte de rodillo con asiento	208
47	Mecanismo de agitación	213
48	Impulsor tipo marino	214
49	Potencia para la agitación de impulsores sumergidos en líquido	216

ÍNDICE DE TABLAS

No.	Nombre	Pág.
1	Comparación de tamaños estándar de tubería y diámetros internos	11
2	Capacidades en kg/h para diferentes velocidades en tubería de vapor saturado (Cédula 40)	18
3	Espaciamiento entre soportes de tubería de acero y cobre	30
4	Tipo de flujo en tubería dependiendo de la sección de línea de retorno de condensado	48
5	Índice de saponificación	72
6	Medidas del nuevo tanque principal de agua de alimentación	88
7	Lista de accesorios de la tubería desde el tanque principal al distribuidor de agua	94
8	Lista de accesorios de la tubería desde el distribuidor de agua hasta las bombas	94
9	Longitudes equivalentes por accesorios en el primer tramo de tubería	95
10	Longitudes equivalentes por accesorios en el segundo tramo de la tubería	95
11	Pérdidas de cabeza total por fricción	95
12	Cabeza disponible a la entrada de la bomba	96
13	Longitud equivalente de accesorios en tubería de desilizador	97
14	Caudales de bombas de calderas	99

No.	Nombre	Pág.
15	Resultados del diseño de un tanque principal de agua de alimentación	100
16	Datos de los alrededores del tanque viejo	107
17	Datos del material del tanque	107
18	Áreas superficiales del tanque viejo	107
19	Resistencia por conducción en tanque viejo	108
20	Resistencias por convección del tanque viejo	108
21	Resistencias por radiación en tanque viejo	109
22	Resistencias totales equivalentes en tanque viejo	109
23	Pérdidas de calor totales en tanque viejo	110
24	Resistencias por conducción en tanque nuevo	110
25	Resistencias por convección en tanque nuevo	110
26	Resistencia por radiación en tanque nuevo	110
27	Resistencia total en tanque nuevo	110
28	Pérdidas de calor totales en tanque nuevo	111
29	Datos de conductividad de fibra de vidrio	111
30	Resistencia por aislante en tanque nuevo	111
31	Resistencias totales de tanque nuevo con aislante térmico	112
32	Pérdidas de calor totales en tanque nuevo aislado térmicamente	112
33	Resultados de aislamiento de un tanque principal de agua de alimentación	112
34	Ejemplo del formato utilizado para recolección de información de campo acerca de las trampas de vapor	116
35	Cantidad de condensados mensuales	117
36	Trampas instaladas en el área de calderas	120
37	Estudio de análisis de funcionamiento	128

No.	Nombre	Pág.
38	Materiales a pedir para completar el set de trampa de vapor	144
39	Energía en condensados a recuperar en operación estable según departamento	145
40	Tubería a utilizar para el diseño de red de condensados en calderas	145
41	Pérdidas energéticas para trampas que fallan abiertas	145
42	Pesos de distribuidor, líneas de distribución y accesorios	152
43	Cartas del distribuidor	153
44	Caudales necesarios para distribuidores de cada área	160
45	Caudales necesarios para distribuidores de las distintas áreas del departamento de lavandería	161
46	Diámetros de las distintas líneas de distribución	164
47	Distancia total entre las líneas de distribución	164
48	Funcionamiento del distribuidor	166
49	Diámetros de las distintas líneas de distribución	171
50	Diámetros de los distribuidores de los distintos departamentos	172
51	Diámetros de los distribuidores de las distintas áreas del departamento de lavandería en tubería cédula 40	172
52	Dimensionamiento de longitud total de distribuidor principal	173
53	Dimensionamiento de piernas colectoras en distribuidores de los distintos departamentos	173
54	Pesos de distribuidor principal y líneas de distribución	174
55	Especificación de dimensiones de soportes para distribuidor principal	174

No.	Nombre	Pág.
56	Tramos de tubería y sus longitudes tanto horizontal como verticalmente para la tubería que se sustituirá que se dirige del área de calderas a lavandería	180
57	Cálculos de diámetros de tubería	183
58	Correlaciones empíricas para el número Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares	186
59	Cálculo de expansión térmica por tramo de la línea 10" a lavandería	190
60	Tramos de tubería vertical	192
61	Catálogo B.Line para soportes verticales	192
62	Cuadro con cantidad de soportes por tramo	193
63	Propiedades soportes horizontales	194
64	Tramos de tubería y sus longitudes tanto horizontal como verticalmente para la nueva línea hacia detergentes línea 4"	195
65	Cálculos de diámetros de tubería	198
66	Correlaciones empíricas para el número de Nuselt promedio para un cilindro de sección transversal circular	202
67	Cálculo de expansión térmica por tramo de la línea	205
68	Tramos de tubería vertical	206
69	Catálogo B.Line para soportes verticales	207
70	Cuadro con cantidad de soportes por tramo	208
71	Propiedades soportes horizontales	209
72	Valores N_q para los distintos tipos de impulsores	217
73	Emisión de calor de un serpentín de vapor sumergido	218
74	Ganancia de calor del serpentín a la mezcla	228
75	Dimensions de la paila	228

No.	Nombre	Pág.
76	Pérdida de calor en la interface líquido-gas	229
77	Pérdida total de calor en la paila	229
78	Transferencia total de calor en las pailas	229
79	Sistema mecánico de agitación de líquidos	229
80	Tubería trazadora	230
81	Cálculo de pérdida total de calor en mezcladoras	230

RESUMEN

La planta de manufactura ha incrementado su capacidad en los últimos años. Sin embargo, ha crecido desordenadamente, y cuenta con una red de distribución de vapor ineficiente y mal diseñada. La falta de diseño, de aislante, de mantenimiento y de planeación ha hecho que se consuma una cantidad mayor de lo que se consumiría con un buen diseño. Esto se ve reflejado en altos costos de combustibles para generar vapor. Por lo tanto, el objetivo principal del presente proyecto es el de optimizar la generación, distribución y utilización del vapor, para disminuir los costos actuales de generar vapor. La problemática actual se traslada a cinco puntos principales, en donde fue necesario un análisis detallado de los problemas, para buscar las soluciones más acertadas y profesionales.

Como primer punto, el tanque de agua de alimentación estaba mal diseñado. No contaba con aislante, y existían muchos sumideros de calor. Por lo tanto, el agua que entraba a las calderas se encontraba a una temperatura muy baja, lo cual ocasionaba que se consumiera mayor combustible para generar vapor. Por lo tanto fue necesario diseñar un tanque bien aislado que incrementara la temperatura del agua de alimentación a 80°C, para consumir una menor cantidad de combustible en generar vapor.

Las líneas de distribución de vapor estaban mal diseñadas y desordenadas. Asimismo, no poseían trampas de vapor, lo cual ocasionaba golpes de ariete y grandes caídas de presión. Tal era el caso del manífull de distribución de vapor, el cual no contaba con un buen diseño. Fue necesario el diseño de toda la red de distribución de vapor, calculando para ésta un diámetro óptimo, tomando en cuenta el aislante y la caída de altura. También fue necesario calcular los soportes, tanto para la tubería de distribución como para el manífull, debido a

que un incremento en la temperatura cambia la dimensión de las líneas de vapor, y si los soportes se encuentran empotrados, pueden rajar la tubería y producir fugas de vapor.

También se observó que las trampas de vapor no se habían instalado adecuadamente. Fue necesario calcular una red de trampas de vapor óptima para capturar el condensado, y enviarlo al tanque de alimentación. El condensado posee una gran cantidad de energía, por lo que inyectar éste al tanque al agua de alimentación abarata los costos de calentar el agua.

Finalmente, el vapor es distribuido al área de lavandería, en donde se produce el jabón. En el área de saponificación, que se lleva a cabo en las pailas, se observó que las líneas vivas de vapor, que cumplen la doble función de transferir calor a la mezcla y agitarla, disuelven parte del jabón obtenido, e incrementan la humedad del jabón obtenido, por lo que es necesario desinstalarlas. Asimismo, se realizaron los cálculos para instalar un sistema de agitación mecánica de la mezcla, y se recomendó la instalación de una tapadera, para evitar las pérdidas de calor en la interface líquido-gas.

I. INTRODUCCIÓN

El siguiente reporte técnico resume las observaciones y los cálculos realizados por los estudiantes de ingeniería mecánica de la Universidad del Valle de Guatemala, durante la inspección del sistema de vapor en una planta de manufactura de jabón, ubicada en Escuintla, Guatemala. El estudio del sistema de vapor se inició con la inspección del sistema de vapor en el 22 de Septiembre del 2008.

Como resultado de la visita, quedaron en evidencia los cambios y adiciones que poco a poco se llevaron a cabo en la planta de manufactura, en el sistema de distribución de vapor. Este sistema fue creciendo sin ninguna planeación ni mantenimiento, para satisfacer las necesidades inmediatas de la planta, pero cuyos costos se reflejan en la actualidad, por medio de grandes fugas de energía, que representan una mayor inversión de combustible para los generadores de vapor. Asimismo, cabe mencionar que esta planta únicamente puede realizar mantenimientos correctivos únicamente durante cinco días al año, debido al alto costo de parar toda la planta, por lo que los cambios que se realizan en el sistema de distribución de vapor han sido muy superficiales, y no han resuelto de fondo los problemas derivados por la mala distribución del vapor, traducidos en un incremento de los costos de combustible.

Para el estudio y diseño fueron utilizadas técnicas de transferencia de calor, diseño en ingeniería mecánica, termodinámica, resistencia de materiales, valiéndose de herramientas de trabajo como AUTOCAD, para elaborar diseños que vuelvan del proceso de distribución de vapor un proceso más eficiente.

El problema de la distribución de vapor inicia desde el agua de alimentación, en donde se desaprovecha mucha energía debido a la mala construcción con que cuenta. Este tanque no posee una tapadera, por lo que la superficie estaba abierta a la atmósfera. Asimismo, una gran cantidad de fisuras actuaban como sumideros de calor. Su aislamiento era inexistente, lo cual incrementaba la tasa de transferencia de calor. El desperdicio de energía se manifestaba en la temperatura máxima del tanque, que

ascendía a 45°C, y el agua llegaba a las calderas a aproximadamente 10°C menos que la temperatura de calentamiento, debido a las fugas.

Se busca rediseñar completamente el tanque, para que la temperatura del agua de alimentación de las calderas ascienda a 80°C, por medio de la inyección de vapor saturado al agua del tanque.

Parte del agua de alimentación puede ser conseguida por medio de las trampas de vapor, en las cuales se recupera el condensado, que se encuentra a una temperatura alta, para dirigirlo luego al tanque de alimentación. Sin embargo, las trampas de vapor existentes se encontraban en mal estado. En la fábrica no existe un procedimiento estándar para instalar un set de trampas de vapor, por lo que fue necesario realizar un diseño de las trampas, partiendo de una correcta instalación.

Asimismo, se tiene la necesidad de distribuir el vapor generado en las calderas por grandes distancias dentro de la fábrica. La capacidad de generar y distribuir vapor debe ser suficiente para suplir todas las necesidades de vapor. Por lo tanto, fue necesario rediseñar toda la línea de vapor, desde el diámetro ideal de la tubería, hasta el cálculo de la pérdida total de altura, tomando en cuenta un buen aislamiento, hasta los soportes de la misma, para asegurar que ésta funciona correctamente.

Además, fue necesario el rediseño de la distribución de vapor ordenada e independiente a todos los puntos de la fábrica. En este diseño se contempla una tubería principal que dirija el vapor a un manífull, el cual independiza los flujos de vapor para los distintos procesos que requieren del consumo de vapor. En el diseño actual, los soportes se encuentran empotrados y han ocasionado fracturas en el manífull, por lo que es necesario el diseño de soportes móviles. No sólo se dimensionó el distribuidor principal,

sino que también fue necesario el dimensionamiento del distribuidor para cada departamento.

En el área de lavandería, fue posible observar que las pailas no poseen un diseño adecuado, pues tienen instaladas líneas vivas de vapor que, pese a transferir calor a la mezcla y agitarla, al entrar en contacto con el jabón, disuelven parte de éste, al mismo tiempo que el producto final es menos consistente y se necesita de mayor energía para secar el jabón en un proceso posterior, consumiendo una mayor cantidad de vapor y dinero. Por lo tanto, se contemplará un diseño de las pailas que no cuente con líneas vivas de vapor, y que además posea un sistema mecánico de agitación.

Todas las medidas planteadas están destinadas a volver del proceso de distribución de vapor un proceso más eficiente, que consuma una menor cantidad de vapor y dinero. Este es el inicio de este proceso. Cualquier acción que provoque un ahorro sustancial en el costo de generación y distribución de vapor debe de ser tomado en cuenta, para convertir la planta de manufactura de jabón, en una empresa más competitiva en todos los ámbitos.

II. JUSTIFICACIÓN

El vapor se utiliza para aportar calor en los procesos de producción y como fluido de trabajo para el soplado de tubería de fluidos más viscosos. Cuando una cantidad de vapor se condensa completamente, la misma cantidad de condensado se forma a la misma presión y temperatura. El condensado tiene calor sensible, esta energía tiene un costo asociado y su utilización tiene sentido técnico, económico y ambiental.

En la planta de manufactura, no existe una red de retorno de condensado adecuado, los criterios de diseño para la selección de trampas de vapor no son consistentes y no se tiene un registro con las condiciones de operación de las mismas. Para una planta de manufactura de productos de consumo masivo, con insumos de millones de quetzales en combustible para calderas, se presenta una gran oportunidad de ahorro y eficiencia en el proceso en un mercado sumamente competitivo.

III. OBJETIVOS

A. Generales:

- Aumentar la eficiencia de la red de distribución de vapor.
- Asegurar una alimentación de vapor adecuada a todas las los departamentos de producción funcionando a plena carga.

B. Específicos:

- Diseño adecuado de una red de tubería de retorno de condensado en el área de calderas.
- Realizar diseños y cálculos destinados a mejorar la eficiencia del proceso de saponificación en las pailas.
- Diseño de una sola línea de vapor capaz de cubrir la necesidad de todos los procesos del departamento de Lavandería que llegue a un distribuidor que permita restringir e independizar el flujo a los procesos que se necesiten en el debido momento.
- Diseño de un distribuidor de agua hacia las bombas de las calderas.
- Diseño adecuado de los soportes del distribuidor mediante el análisis de expansión térmica.

IV. MARCO TEÓRICO

Un sistema eficiente de distribución de vapor es capaz de alimentar vapor de la calidad y presión correcta, en la cantidad correcta, al equipo que lo requiere.

El vapor generado en la caldera debe ser distribuido a través de la red de tubería hacia el punto donde su energía calorífica es requerida. Inicialmente habrá una o más tuberías principales, las cuales llevan el vapor desde la caldera en una dirección general hacia la planta donde se usa el vapor. Ramificaciones menores de tubería distribuyen a los equipos individuales posteriormente

Cuando la válvula aislada principal de la caldera (comúnmente llamada “Válvula Reina”) se abre, el vapor inmediatamente pasa de la caldera hacia dentro y a lo largo de los puntos de menor presión. Inicialmente la tubería se encuentra a una menor temperatura que el vapor, así que el calor es transferido del vapor a la tubería. El aire que rodea la tubería también se encuentra a una menor temperatura que la tubería así que la tubería inicia a transferir calor al aire también.

Cuando el vapor entra en contacto con la tubería que se encuentra a menor temperatura inmediatamente inicia a condensarse. En el arranque del sistema, la tasa de condensado será la máxima, ya que en este momento es cuando se encuentra la mayor diferencia de temperatura entre el vapor y la red de tuberías. Esta tasa de condensado es llamada comúnmente “Carga Inicial”. Cuando la tubería se ha calentado, la diferencia entre la temperatura del vapor y la misma es mínima, pero seguirá existiendo condensación ya que la tubería continua transfiriendo calor hacia el aire que la rodea. Esta tasa de condensado comúnmente se llama “carga en marcha”

El resultante de la condensación (condensado) cae hacia abajo en la tubería mientras es llevado por el flujo de vapor asistido por la gravedad, debido al gradiente en la tubería principal de vapor la cual debe ser arreglada para que el mismo siga la dirección del

flujo de vapor. El condensado será drenado en varios puntos estratégicos de la tubería principal de vapor.

Cuando se abre la válvula de algún equipo que utilizará vapor en la planta, el vapor proveniente de la tubería principal entra a la planta y entra en contacto con superficies que se encuentran a menor temperatura de nuevo. El vapor transfiere su energía para calentar el equipo y el producto (Carga Inicial), cuando se alcanza la temperatura del vapor continúa transfiriendo calor hacia el proceso (Carga en marcha)

Se tiene un abastecimiento de vapor continuo de la caldera que satisface la carga de trabajo, por lo que se tiene que seguir generando más vapor. Para que esto suceda más agua (y combustible para calentar la misma) debe ser administrado a la caldera para compensar el agua que se convirtió en vapor anteriormente.

El condensado formado tanto en el sistema principal de distribución de vapor, como en el proceso de los equipos es convenientemente realimentado al agua que llega a la caldera. A pesar que el condensado debe ser eliminado de nuestro sistema de tuberías, debe ser reutilizado y no se debe permitir que se desperdicie. El sistema de retorno de condensado al tanque que alimenta la caldera cierra el ciclo básico del vapor.

1. La presión de trabajo

Hay varios factores que influyen en la presión de vapor distribuido, pero la misma es limitada por:

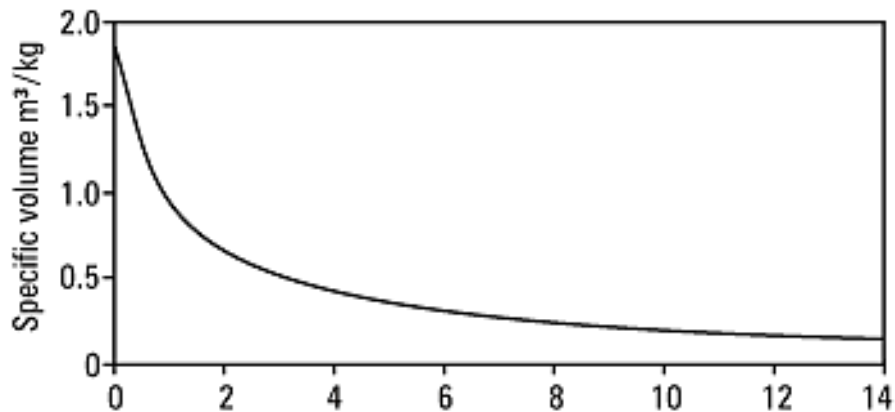
- La presión máxima de trabajo de la caldera que mantenga seguro el sistema
- La presión mínima requerida por la planta

- Cuando el vapor pasa por el sistema de distribución, inevitablemente perderá presión debido a:
- Resistencia de la tubería por fricción
- Condensación en la tubería por el calor que se transfiere al ambiente

Por lo tanto cuando se decide la presión de distribución inicial se debe tomar en cuenta la pérdida de presión

Un kilogramo de vapor a mayor presión ocupa menos volumen que uno a menor presión. Por lo tanto, si el vapor generado en la caldera esta a presión alta y es distribuido a presión alta, el tamaño de la red de distribución principal debe ser menor que si el sistema usa la misma carga de calor a una menor presión. Este punto queda demostrado en la siguiente Figura.

Figura 1. Relación presión / volumen específico, vapor saturado



Generar y distribuir vapor a presión alta ofrece tres ventajas importantes:

- La capacidad de almacenamiento térmico de la caldera aumenta, ayudando a que la misma haga frente de manera eficiente las cargas fluctuantes, minimizando el riesgo de producir vapor húmedo y sucio.
- Sistemas principales de vapor de menor tamaño se utilizar, resultando en menor costo de materiales, tales como, tubería, flanges, soportes, aislantes y mano de obra.
- El aislamiento de sistemas de menor tamaño es mas barato.

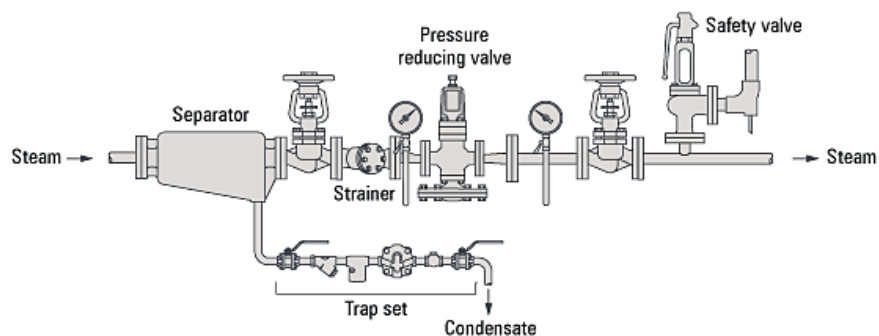
Al distribuir vapor a alta presión, será necesario reducir la presión de vapor en cada zona o punto de uso en el sistema, para corresponder al máximo de presión requerido en cada aplicación. Una reducción local de presión para satisfacer cada necesidad de la planta dará como resultado un vapor más seco en su punto de uso.

En algunos casos se piensa que operar la caldera a una presión menor que la presión indicada economizara combustible. Esta idea se basa en que se necesita más combustible para aumentar la presión de vapor a una presión alta. Hay un elemento verdadero en esta idea, se debe recordar que la carga suministrada a la caldera y no lo que sale de la misma es la que determina la tasa en la que la energía es utilizada. La misma cantidad de energía es utilizada por la carga ya sea que la caldera aumente el vapor a 4 bar g, 10 bar g, o 100 bar g. Pérdidas por caídas, por tubos y por la marcha aumentan cuando se opera a presiones altas, pero estas pérdidas son reducidas por el aislamiento y un apropiado sistema de retorno de condensado. Estas pérdidas resultan mínimas comparadas con los beneficios de distribuir vapor a presiones altas.

2. Reducción de presión

El método común para reducir presión en un punto donde el vapor se debe utilizar, nos lleva al uso de una válvula reductora de presión, similar a la mostrada en la Figura siguiente.

Figura 2. Estación de válvula reductora de presión



Un separador aislado se instala antes de la válvula reductora para remover agua arrastrada que entra del sistema húmedo, por lo tanto así se puede asegurar vapor de alta calidad que pasará a través de la válvula reductora

Posteriormente a la válvula reductora hay una válvula de seguridad para la protección de la planta. Si la válvula de reducción de presión falla, la presión puede aumentar arriba de la presión máxima de operación de los equipos. Esto puede dañar los equipos y aún peor poner en peligro vidas del personal. Con una válvula de seguridad instalada, cualquier exceso de presión es ventilado a través de la válvula y prevendrá que esto pueda suceder.

Otros componentes incluidos en la estación de la válvula reductora de presión son:

- Válvula primaria aislada – para cerrar el sistema para mantenimiento
- Manómetro primario – para monitorear la integridad de la alimentación
- Strainer – para mantener el sistema limpio de líquidos
- Manómetro secundario – para monitorear y verificar la presión después de la reducción
- Válvula aislada secundaria – para asistir a la verificación de la presión en condiciones sin carga después de la reducción

3. Tuberías y dimensionamiento de tuberías

El dimensionamiento de la tubería juega un aspecto crucial en el diseño de los sistemas de vapor. Existe un gran número de normas de tubería alrededor del mundo, pero las de mayor relevancia a nivel global son las que provienen del “American Petroleum Institute” (API), donde las tuberías se categorizan por números de cédula.

Estos números de cédula están relacionados con la presión que la tubería puede soportar. Existen once cédulas desde la menor que es la 5 hasta la 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140 y cédula 160. Para tubería de 150 mm. De tamaño nominal, la cédula 40 (a veces llamada “de peso estándar”) es la más liviana que será especificada para aplicaciones de vapor.

Independientemente del número de cédula, la tuberías de un tamaño particular todas tienen el mismo diámetro externo. Cuando el número de cédula aumenta el espesor de pared de la tubería aumenta, y el diámetro interno se reduce. Por ejemplo:

Una tubería de cédula 40 de 100 mm. tiene un diámetro externo de 114.3 mm., un espesor de pared de 6.02 mm. Resultando un diámetro interno de 102.26 mm.

Una tubería de cédula 80 de 100 mm. tiene un diámetro externo de 114.3 mm, un espesor de pared de 8.56 mm. Resultando un diámetro interno de 97.18 mm.

Solo las cédulas 40 y 80 cubren todo el rango de diámetros nominales, desde 15 mm. Hasta 600 mm. y son las cédulas más utilizadas para instalaciones de tubería de vapor. A continuación se comparan los diámetros internos de los diferentes tamaños de tubería para diferentes números de cédula.

Tabla 1. Comparación de tamaños estándar de tubería y diámetros internos

Nominal size pipe (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150	
Bore (mm)	Schedule 40	15.8	21.0	26.6	35.1	40.9	52.5	62.7	77.9	102.3	154.1
	Schedule 80	13.8	18.9	24.3	32.5	38.1	49.2	59.0	73.7	97.2	146.4
	Schedule 160	11.7	15.6	20.7	29.5	34.0	42.8	53.9	66.6	87.3	131.8
	DIN 2448	17.3	22.3	28.5	37.2	43.1	60.3	70.3	82.5	107.1	159.3

4. Material de la tubería

Las tuberías para vapor son comúnmente hechas de acero al carbón ANSI B 16.9 a A106. El mismo material puede ser utilizado para las líneas de retorno de condensado, a pesar que en algunas industrias se puede preferir utilizar tubería de cobre.

Para tuberías principales de vapor sobrecalentado a altas temperaturas se agregan elementos adicionales aleantes, como lo son el cromo y molibdeno, estos son incluidos para aumentar la resistencia a la tensión a altas temperaturas. Las tuberías típicas son hechas de 6 metros de largo.

5. Dimensionamiento de tubería

El objetivo del sistema de distribución de vapor es de abastecer vapor a la presión correcta al punto de uso. Por lo tanto la pérdida de presión durante el sistema es una falla importante.

6. La presión de trabajo en la tubería principal y la caldera

El vapor se debe generar a una presión lo más cercana posible a la cual la caldera está diseñada para trabajar, aunque esta sea mayor que la que se necesite en la planta. Esta consideración se toma en cuenta por lo que sucede en el espacio al agua y el vapor a partir de la caldera. Energía fluye dentro del agua de la caldera a través de la superficie externa de los tubos, y si el agua se encuentra a temperatura de saturación, se producen burbujas de vapor que suben a la superficie y se rompen, para liberar el vapor al espacio del mismo.

El volumen de un peso dado de vapor que contienen las burbujas depende directamente de la presión a la cual la caldera está operando. Si esta presión es más baja que la presión diseñada, el volumen en las burbujas es mayor. Lo que implica que si este volumen aumenta, el nivel aparente del agua aumenta. Por lo que el volumen de espacio de vapor se reduce por el aumento del volumen de agua. La turbulencia aumenta por el mayor volumen de burbujas rompiéndose en la superficie, y menos espacio queda para separar las gotas de agua en la superficie. Viendo las cosas más allá, el vapor que se mueve hacia la válvula principal o corona, debe moverse a una velocidad mayor con un volumen más alto a través de un espacio menor. Estos factores influyen a que gotas de agua se lleven junto con el vapor a ser distribuido

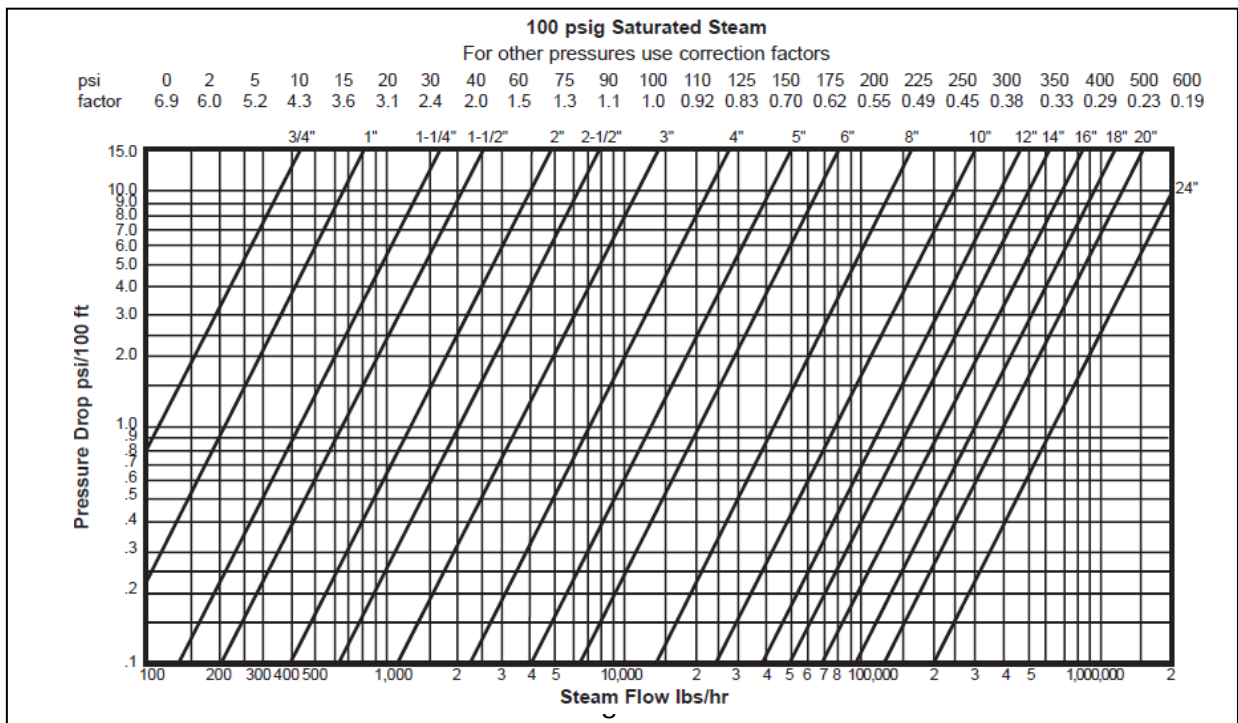
Hay mucho que decir acerca de llevar vapor a los puntos de uso a una presión alta, cercana a la presión de la caldera. El uso de la misma significa que el tamaño de la tubería de distribución se reducirá, lo que implica que entre más pequeño hay menos pérdidas de calor y mejor calidad de vapor

La solución posterior a que se distribuya vapor a la presión de operación de la caldera, se puede manejar utilizando las válvulas reductoras de presión.

7. *Caída de presión en líneas de vapor*

Siempre se debe chequear la caída de presión que se encuentre dentro de los límites antes de seleccionar el tamaño de la tubería de una línea principal, esto juega un papel crítico, la caída de presión puede ser calculada con figura 3.

Figura 3. Caída de presión para tubería de 40



8. Vapor

Tubería sobrediseñadas de mayor tamaño del necesario implica lo siguiente:

- Tubería, válvulas, accesorios, serán mas caros de lo necesario
- El costo de instalación será mayor, incluyendo soportes y asilamiento

Para tuberías de vapor de grandes volúmenes de condensado implicará mayor pérdida de calor, lo que implicaría tener más trampas de vapor o que el vapor va a llegar húmedo al punto de uso.

Para poder visualizar mejor la importancia de este punto podemos analizar:

- El costo de instalación de tubería de vapor de 80 mm resultó ser 44% mas caro que el costo de una instalación para tubería de 50 mm, la cual tendría una capacidad adecuada
- El calor perdido por el aislamiento de la tubería fue 21% mas alto en una tubería de 80 mm que una tubería de 50 mm. Cualquier parte que no estuviera aislada perdería 50% más del calor en una tubería de 80 mm que en una de 50 mm, debido a toda el área extra de transferencia de calor.

Tubería subdimensionadas de menor tamaño significa:

- Una presión menor estaría disponible en el punto de uso. Lo que puede afectar el rendimiento del equipo
- Riesgo de daño en la tubería por el vapor
- Riesgo más grande aún de erosión, golpe de ariete y ruido debido a q el aumento en la velocidad del vapor

Como se menciono anteriormente el factor de fricción (f) es complicado de calcular, y su cálculo implica uso de mucho tiempo, en especial para un flujo turbulento. Por lo que hay varias gráficas y tablas disponibles para tuberías de vapor con flujos y caídas de presión.

9. Tolerancia de los accesorios para la tubería

La longitud que se necesita mover el vapor desde la caldera se conoce, pero se debe incluir una tolerancia extra de resistencia por fricción debido a los accesorios. Esto se expresa generalmente en términos de “longitud equivalente de tubería”. Si el tamaño de la tubería se conoce, la resistencia de los accesorios puede ser calculada. Si el tamaño de la tubería no se conoce, se debe considerar aumentar la longitud equivalente por experiencia.

- Si el tamaño de la tubería es menos de 50 metros de largo se agrega un 5% por tolerancia a los accesorios
- Si el tamaño es mayor de 100 metros de largo y su geometría es recta con pocos accesorios, se debe agregar una tolerancia por accesorios del 10%

- Si el tamaño es similar pero tiene varios accesorios se aumenta la tolerancia por accesorios al 20%

10. Velocidad de las tuberías

El tamaño apropiado de tubería para llevar la cantidad requerida de vapor a la presión local debe ser escogida, ya que una tubería subdimensionada significan mayores caídas de presión y velocidades, ruidos y erosiones, mientras que las tuberías generosamente dimensionadas son innecesariamente caras de instalar y las pérdidas de calor serían mayores a las necesarias.

Se pueden dimensionar las tuberías ya sea para que la caída de temperatura sea menor que un límite aceptable, o que las velocidades no sean tan altas. Es conveniente el dimensionar tramos cortos en velocidad, pero tramos largos de tubería se deberán verificar que no sea la caída de presión muy alta.

En líneas de vapor saturado, las velocidades máximas razonables se toman entre 80 y 120 pies por segundo; aunque muchas plantas han usado hasta 200 pies por segundo, siguiendo la premisa que el incremento de ruido debido a las tuberías no es problema dentro de la planta. Esto ignora otros problemas que acompañan a las altas velocidades, especialmente la erosión de las tuberías y las uniones debido a las gotas de agua que se mueven a altas velocidades. Únicamente donde la tubería lleva gas seco, es decir sobrecalentado, se pueden exceder estas velocidades.

Por lo tanto, es consecuente que a una velocidad razonable puede ser usada para un flujo particular a través de las tuberías, entonces la velocidad puede ser usada como

factor de dimensionamiento práctico. Una regla general es usar velocidades de entre 25 y 40 metros por segundo para el vapor saturado.

Aun a estas velocidades, pueden ser altas en términos de sus efectos en las caídas de presión. En tuberías más largas, es necesario usualmente el restringir las velocidades a 15 m/s para evitar grandes caídas de presión; y en tuberías mayores de 50m se deberá siempre revisar por cualquier caída de presión, sin importar la velocidad.

Se puede averiguar el tamaño de la tubería, refiriéndose a tablas o se puede hacer de forma aritmética.

La sección transversal de la tubería se puede determinar mediante

$$A = \frac{\dot{V}}{u}$$

Donde

- A es el área de sección transversal
- \dot{V} es el flujo volumétrico
- u es la velocidad del flujo.

Al utilizar la definición de área de sección circular, podemos despejar el diámetro D y obtenemos la siguiente expresión:

$$D = \sqrt{\frac{4\dot{V}}{\pi u}}$$

11. Dimensionamiento en tuberías de vapor sobrecalentado

Cuando se dimensionan tuberías de vapor para servicio sobrecalentado, se debe recurrir al siguiente procedimiento:

Se divide el flujo requerido por el factor que se encuentra en la siguiente tabla. Esto dará un flujo equivalente de vapor saturado. Este dato puede ser utilizado en el diagrama antes expuesto o, de no poder utilizar el diagrama, se deberá calcular con la ecuación de dimensionamiento propuesta.

Usando el siguiente cuadro como guía es posible seleccionar tamaño de tuberías, partiendo de información conocida como la presión de vapor, velocidad y flujo

Tabla 2. Capacidades en kg/h para diferentes velocidades
en tubería de vapor saturado (Cédula 40)

Pressure bar g	Velocity m/s	Pipe size (nominal)										
		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
		Actual inside pipe diameter Schedule 40										
		15.80	20.93	26.64	35.04	40.90	52.50	62.70	77.92	102.26	128.20	154.05
Pipeline capacity kg/h												
0.4	15	9	15	25	43	58	95	136	210	362	569	822
	25	14	25	41	71	97	159	227	350	603	948	1 369
	40	23	40	66	113	154	254	363	561	965	1 517	2 191
0.7	15	10	18	29	51	69	114	163	251	433	681	983
	25	17	30	49	85	115	190	271	419	722	1 135	1 638
	40	28	48	78	136	185	304	434	671	1 155	1 815	2 621
1	15	12	21	34	59	81	133	189	292	503	791	1 142
	25	20	35	57	99	134	221	315	487	839	1 319	1 904
	40	32	56	91	158	215	354	505	779	1342	2 110	3 046
2	15	18	31	50	86	118	194	277	427	735	1 156	1 669
	25	29	51	83	144	196	323	461	712	1 226	1 927	2 782
	40	47	82	133	230	314	517	737	1 139	1 961	3 083	4 451
3	15	23	40	65	113	154	254	362	559	962	1 512	2 183
	25	38	67	109	188	256	423	603	931	1 603	2 520	3 639
	40	61	107	174	301	410	676	964	1 490	2 565	4 032	5 822
4	15	28	50	80	139	190	313	446	689	1 186	1 864	2 691
	25	47	83	134	232	316	521	743	1 148	1 976	3 106	4 485
	40	75	132	215	371	506	833	1 189	1 836	3 162	4 970	7 176
5	15	34	59	96	165	225	371	529	817	1 408	2 213	3 195
	25	56	98	159	276	375	619	882	1 362	2 347	3 688	5 325
	40	90	157	255	441	601	990	1 411	2 180	3 755	5 901	8 521
6	15	39	68	111	191	261	430	613	947	1 631	2 563	3 700
	25	65	114	184	319	435	716	1 022	1 578	2 718	4 271	6 167
	40	104	182	295	511	696	1 146	1 635	2 525	4 348	6 834	9 867
7	15	44	77	125	217	296	487	695	1 073	1 848	2 904	4 194
	25	74	129	209	362	493	812	1 158	1 788	3 080	4 841	6 989
	40	118	206	334	579	788	1 299	1 853	2 861	4 928	7 745	11 183
8	15	49	86	140	242	330	544	775	1 198	2 063	3 242	4 681
	25	82	144	233	404	550	906	1 292	1 996	3 438	5 403	7 802
	40	131	230	373	646	880	1 450	2 068	3 194	5 501	8 645	12 484
10	15	60	105	170	294	401	660	942	1 455	2 506	3 938	5 686
	25	100	175	283	490	668	1 101	1 570	2 425	4 176	6 563	9 477
	40	160	280	453	785	1 069	1 761	2 512	3 880	6 682	10 502	15 164
14	15	80	141	228	394	537	886	1 263	1 951	3 360	5 281	7 625
	25	134	235	380	657	896	1 476	2 105	3 251	5 600	8 801	12 708
	40	214	375	608	1 052	1 433	2 362	3 368	5 202	8 960	14 082	20 333

No se debe perder de vista, que al obtener los diámetros aritméticamente vamos a obtener las medidas exactas para un diseño ideal, se debe tener en cuenta el tamaño comercial disponible siempre y escoger el tamaño comercial mayor más cercano al valor obtenido aritméticamente.

Además utilizando la velocidad también se puede encontrar el diámetro a través del Cuadro de dimensionamiento de tubería de Vapor. Para poder utilizar la misma se tiene que tener el método para utilizarla

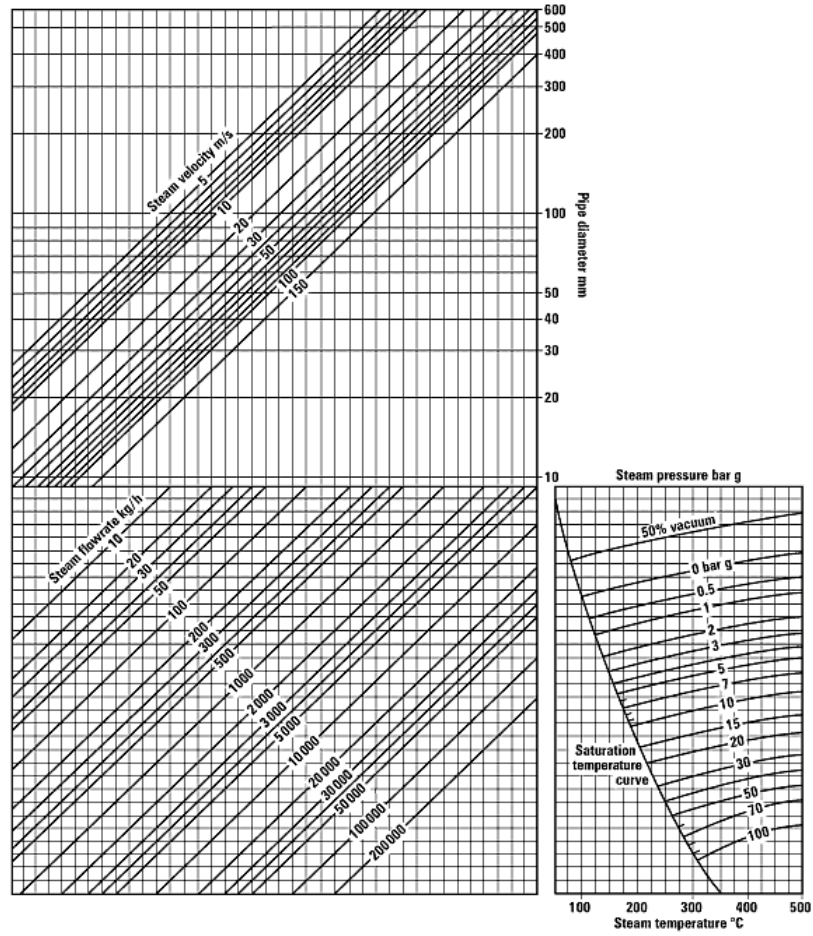
12. Método

Se dibuja una línea horizontal desde el cuadro donde la temperatura de saturación a la que se va a trabajar hacia el cuadro donde está el flujo másico al que se va a trabajar

Del punto donde está el flujo másico al que se va a trabajar se dibuja una línea vertical hacia el cuadro de velocidad de vapor que será utilizada

Se dibuja una línea horizontal hacia la escala de diámetro de tubería para determinar el diámetro necesario, tomando en cuenta que en la tabla aparecen los tamaños comerciales se debe escoger el mayor más cercano

Figura 4. Cuadro de dimensionamiento de tubería de vapor – velocidad



El vapor sobrecalentado puede ser considerado como un gas seco por lo tanto no arrastra humedad. Por lo tanto se descarta que exista erosión de tubería debido a las gotas de agua que quedan suspendidas en el flujo, dando como resultado velocidades de vapor que pueden llegar a ser de 50 a 70 m/s si la caída de presión lo permite.

13. Expansión de la tubería y soportes

Todo sistema de vapor debe estar debidamente soportado, para ser capaz de expandirse durante la operación, permitiendo movimiento del mismo.

14. Tolerancia de la expansión

Todas las tuberías son instaladas a temperatura ambiente. Todas las tuberías que manejan flujos calientes como agua o vapor operan a altas temperaturas. Esto implica que existirá expansión en las tuberías en especial en la longitud, debido al aumento de temperatura ambiente a temperatura de operación. Esto crea estrés en ciertas áreas del sistema de distribución, como las juntas, las cuales llegando a extremos pueden llegar a tener fisuras. La cantidad de expansión se calcula con la ecuación siguiente.

$$\text{Expansion (mm)} = L \Delta T \alpha$$

Donde:

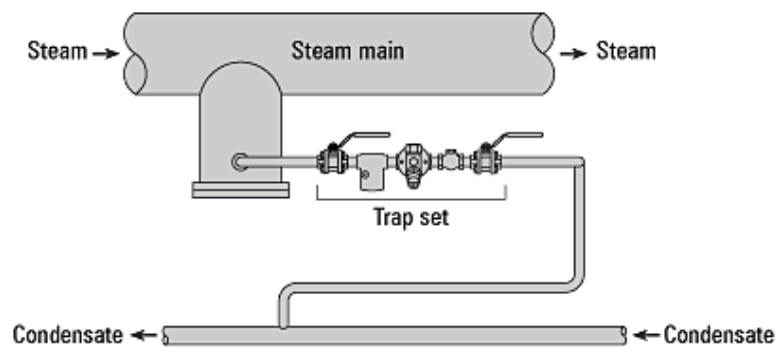
- L = Longitud de la tubería
- ΔT = Diferencia de temperatura ambiente y temperatura de operación
- α = Coeficiente de expansión
- Flexibilidad en el sistema de tuberías

El sistema de tuberías debe ser lo suficientemente flexible para acomodarse a los movimientos de los componentes mientras se expanden. En muchos casos la flexibilidad del sistema de tuberías está influido por la longitud de la misma, el número de curvas y de soportes. En algunos casos es necesario incorporar accesorios para lograr la flexibilidad necesaria.

Algo que es importante tomar en cuenta, es la diferencia en la expansión que sufrirá una tubería principal que estará trabajando a una temperatura más alta que la tubería de

retorno de condensado, por lo tanto estas se estarán moviendo relativamente una de la otra durante el calentamiento del sistema como se muestra a continuación.

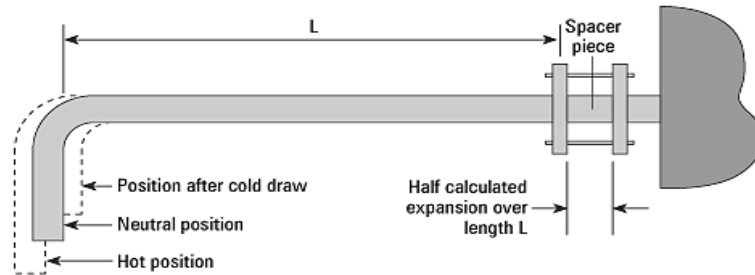
Figura 5. Flexibilidad en conexión con la línea de retorno de condensado



La cantidad de movimiento que puede soportar la tubería y cualquier equipo en ella se puede reducir a través de ajustar el tamaño de las mismas. Se debe antes que nada de calcular la cantidad total de expansión por segmento de tubería. Las tuberías dejan más cortas por la mitad de la expansión, y se estiran en frío apretando pernos en una junta que tenga flange, por lo tanto el sistema se encontrará bajo estrés a temperatura ambiente hacia una sola dirección. Cuando el sistema calienta y la temperatura aumenta, la tubería pierde el estrés que tenía. A temperatura de carga completa y estando totalmente expandida, la tubería se sufre estrés pero en dirección opuesta. Este efecto lleva a que en lugar de tener un estrés de 0 F a +1 F unidades de fuerza, la tubería se estresará de -1/2 F a +1/2 F unidades de fuerza.

En términos prácticos la tubería se ensambla en frío con una pieza espaciadora, cuya longitud es igual a la mitad de la expansión entre dos bridas. Cuando la tubería es instalada por completo y anclada en ambos extremos, se remueve la pieza espaciadora y la junta se estira como se aprecia a continuación.

Figura 6. Uso de pieza espaciadora para expansión
al momento de instalar la tubería



El restante de la expansión, sino es aceptado por la flexibilidad natural del sistema de tubería, necesitará el uso de un accesorio para la expansión.

15. Juntas de expansión térmica

Una junta de expansión térmica es un ensamblaje diseñado para absorber de forma segura la expansión inducida por la temperatura y las contracciones debido a varios materiales, absorber vibraciones o permitir movimiento durante grandes movimientos de terreno, como los temblores.

Las juntas de expansión en tuberías son necesarias en sistemas que se relacionan con medios de altas temperaturas como el vapor o gases de escape, o para absorber movimientos y vibraciones. Un típico tipo de junta de expansión para sistemas de tuberías son los fuelles, que pueden ser hechos de metal (generalmente acero inoxidable) polímero, o un elastómero.

Las juntas de expansión se diseñan también teniendo en cuenta otros criterios, como absorción de ruido, anti vibración, movimientos terrestres y características de la construcción.

También se les llama compensadores, ya que “compensan” por el movimiento térmico. El vapor se utiliza para aportar calor en los procesos de producción y como fluido de trabajo para el soplado de tubería de fluidos más viscosos. Cuando una cantidad de vapor se condensa completamente, la misma cantidad de condensado se forma a la misma presión y temperatura. El vapor saturado que se utiliza en procesos de producción, aporta su entalpia de vaporización (calor latente) al condensarse. El condensado tiene calor sensible (entalpia del agua), tiene un costo asociado y su utilización tiene sentido técnico, económico y ambiental.

El condensado, además de su contenido calorífico, es básicamente agua destilada, la cual es ideal para utilizar como agua de alimentación en las calderas. Un sistema de vapor eficiente, recolecta este condensado y lo retorna a un desgasificador, un tanque de alimentación de calderas o lo utiliza para otro proceso.

Cuando hay riesgo de contaminación, se debe monitorear la composición del condensado y tener cuidado con su uso como agua de alimentación a calderas. Si no es apta para su uso como agua de alimentación a calderas, se puede recuperar el condensado y utilizarlo como agua caliente de proceso o hacerlo pasar por un intercambiador de calor para recuperar la energía calorífica del mismo antes de su descarga en los desagües.

El condensado se descarga de la red de vapor y los equipos a través de una trampa de vapor debido a un diferencial de presión. Como un resultado de la caída de presión, una porción del condensado se evapora (vapor flash).

Para el diseño de la tubería de retorno de condensado se debe considerar:

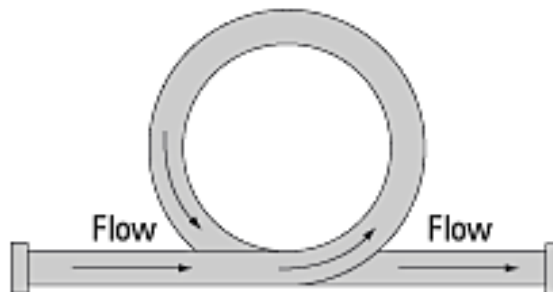
- Pérdida de presión por fricción.
- Evitar el estancamiento de condensado.
- Considerar la cantidad de vapor flash que se genera.
- Evitar golpe de ariete y pulsos de presión.
- Accesorios para la Expansión

Los accesorios para la expansión nos sirven para que se pueda acomodar la expansión de la tubería. Los mismos son diseñados para que no cambie el total de la línea sino que los mismos absorban la expansión del tramo de tubería que se esté analizando. Algunos accesorios para la expansión son componentes independientes de la tubería y se agregan para acomodar los movimientos que la misma sufra, sin embargo, también se pueden encontrar accesorios para la expansión que son hechos de la misma tubería, estos pueden ser soluciones más baratas, pero para poderlos utilizar se necesita más espacio para acomodar la tubería.

16. La curva completa

Simplemente es una vuelta completa de la tubería, en tubería de vapor debe ser preferiblemente instalada horizontalmente para prevenir que se acumule condensado.

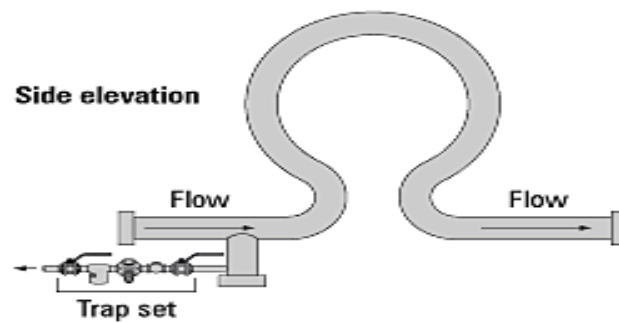
Figura 7. Curva completa



17. Vuelta de herradura

Cuando hay suficiente espacio es utilizada frecuentemente. Se debe localizar horizontalmente de manera que la curva y la tubería principal se encuentren en el mismo plano.

Figura 8. Curva de herradura



18. Curva de expansión

Se puede fabricar de tramos de tubería rectos y codos soldados. La cantidad de expansión que pueden absorber estos ensambles se obtiene con el cuadro de Capacidades de absorción de curvas de expansión para tubería de acero al carbono

Figura 9. Curva de expansión

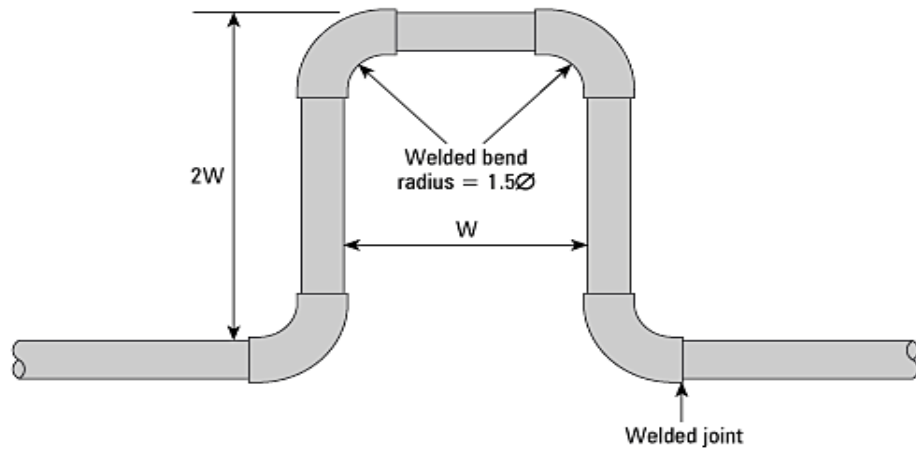
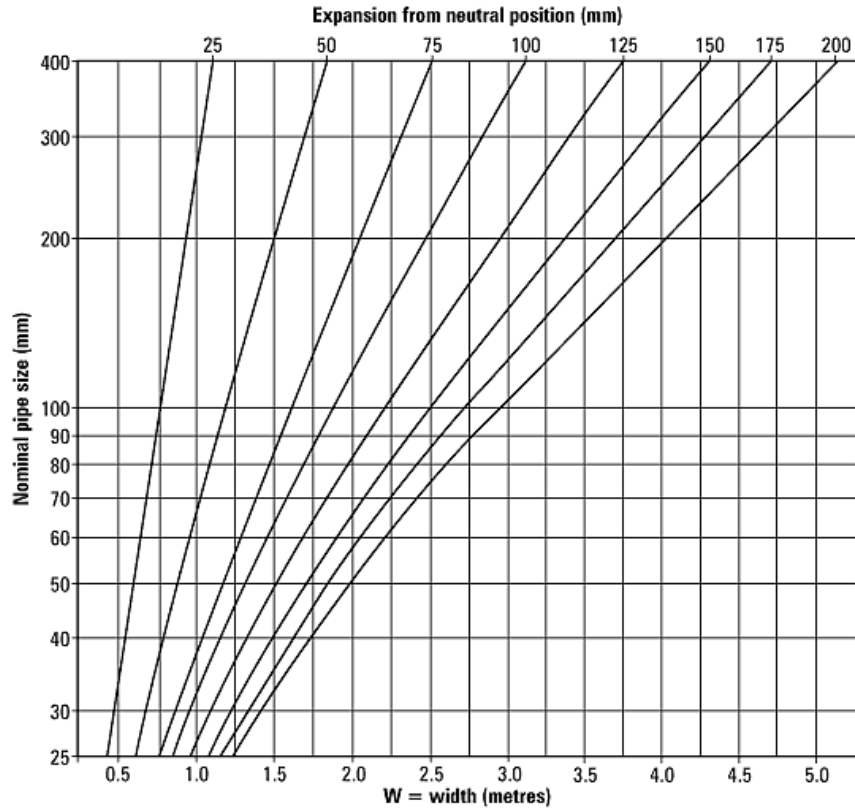


Figura 10. Capacidades de absorción de curvas de expansión para tubería de acero al carbono

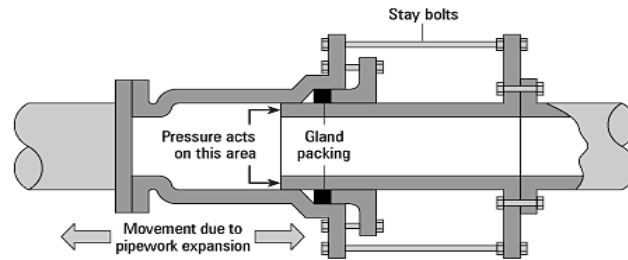


Además de los accesorios para expansión que son diseñados para que absorban la expansión a través de modificar la geometría de la tubería podemos encontrar otros accesorios que se utilizan que son independientes a la tubería, entre estos encontramos:

19. Junta deslizante

Se utilizan porque no ocupan mucho espacio, para que funcionen correctamente es necesario que la tubería este anclada y guiada de acuerdo a la junta.

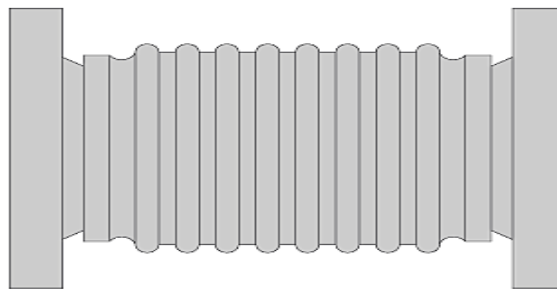
Figura 11. Junta deslizante



20. Junta de expansión

Tienen la ventaja sobre las juntas deslizantes que no utilizan empaques. Al mismo tiempo tienen las mismas desventajas que las juntas deslizantes, siendo la más importante que la presión interna provoca desalineamientos los cuales deben ser corregidos con guías y soportes anclados.

Figura 12. Junta de expansión simple



Las juntas pueden tener incorporado barras límites las cuales no permiten que se comprima o se expanda la junta mas allá de su capacidad de deformación elástica. La

mayoría de juntas son capaces de contrarrestar pequeños movimientos angulares y laterales. Las juntas de expansión se deben acomodar de manera que conjugadas con los soportes anclados y guías sean capaces de acomodar el movimiento relativo entre dos tuberías. El movimiento axial es mejor que el angular, por lo que, es mejor que el lateral. Movimiento angular y lateral deben ser lo más mínimo posible en el diseño.

Figura 13. Movimiento axial de juntas

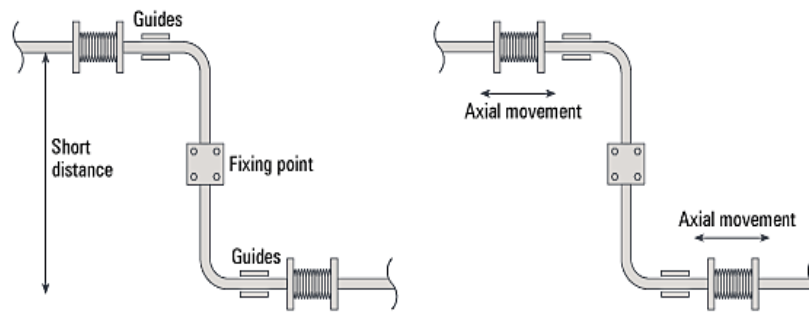


Figura 14. Movimiento lateral y angular

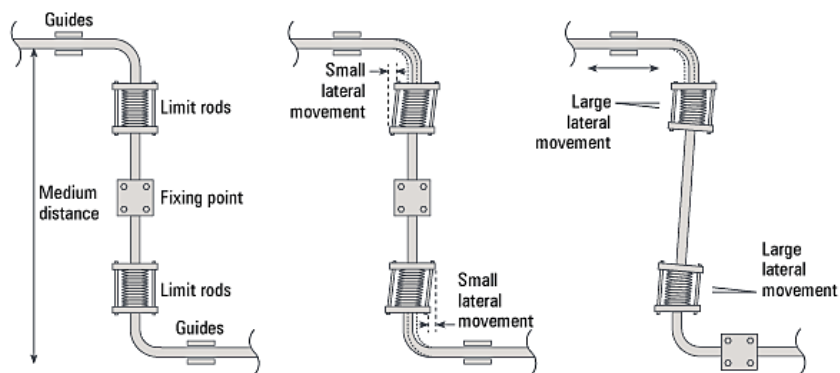
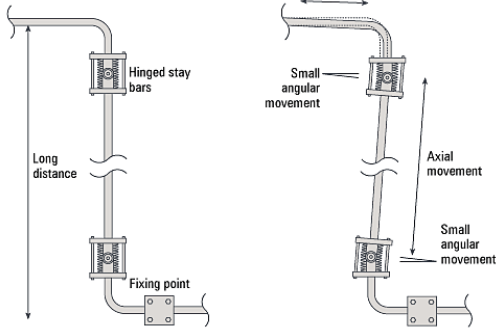


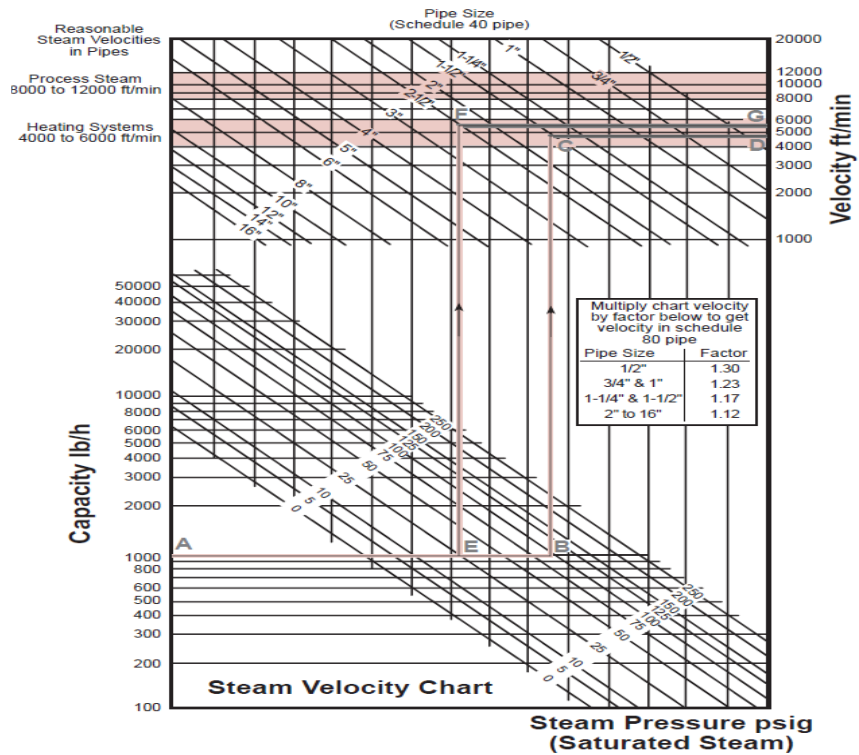
Figura 15. Movimiento angular y axial de juntas



21. Tuberías en ascenso y descenso

Para tuberías en ascenso y descenso se pueden utilizar diagramas que involucran velocidad, capacidad, y presión de saturación, como la que se muestra a continuación:

Figura 16. Diagrama de tubería de ascenso y descenso



Para tuberías en ascenso, se encuentra la velocidad en el diagrama en el lado inferior izquierdo (marcado en este caso como A). Luego se llega al punto B, que muestra la presión de saturación del vapor. A continuación se dirige una vertical desde este punto hasta que se llegue al caudal necesario (en este caso, el punto C). Este último punto nos muestra la velocidad actual de la tubería en observación.

Para tuberías en descenso, se repite el proceso cambiando los valores de las propiedades dependiendo del caso (aquí se muestra el proceso con los puntos A, E, F y G).

22. Espaciamiento de soportes de tubería

Con frecuencia los soportes de tubería varían de acuerdo a los diámetros nominales de la tubería, el material de la misma, y si la tubería se encuentra vertical u horizontal.

Algunos puntos prácticos que se deben tomar en cuenta son:

- Los soportes de tubería no deben ser puestos en intervalos menores que los que dicta la Tabla 3.
- Cuando dos o más tuberías están instaladas en un soporte en común, el espaciamiento entre soportes debe ser el de la tubería más pequeña
- Cuando un movimiento representativo se va a dar, tomando en cuenta tuberías más largas de 15 metros, los soportes tienen que ser de rodillo

- Las tuberías verticales deben ser soportadas de la base, para que puedan soportar todo el peso de la tubería vertical más el fluido que lleva.
- Todos los soportes deben ser diseñados específicamente para el diámetro de la tubería que vamos a necesitar. Soportes o brackets de tubería sobredimensionados no son una buena práctica.

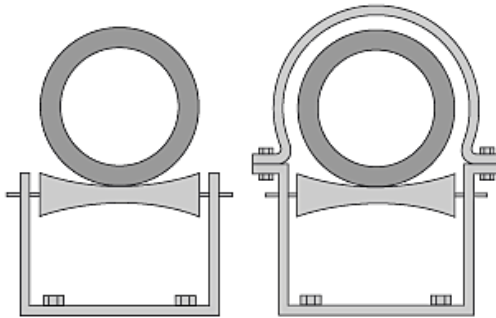
Tabla 3. Espaciamiento entre soportes de tubería de acero y cobre

Nominal pipe size (mm)		Interval of horizontal run (metre)		Interval of vertical run (metre)	
Steel bore	Copper outside diameter	Mild steel	Copper	Mild steel	Copper
	15		1.2	2.4	1.8
15		1.8		3.0	
20	22	2.4	1.2	3.0	1.8
25	28	2.4	0.5	3.0	2.4
32	35	2.4	1.8	3.7	3.0
40	42	2.4	1.8	3.7	3.0
50	54	2.4	1.8	4.6	3.0
65	67	3.0	2.4	4.6	3.7
80	76	3.0	2.4	4.6	3.7
100	108	3.0	2.4	5.5	3.7
125	133	3.7	3.0	5.5	3.7
150	159	4.5	3.7	5.5	
200		6.0		8.5	
250		6.5		9.0	
300		7.0		10.0	

Así como se vio anteriormente, es posible lograr absorber la expansión térmica a través del diseño geométrico de nuestra línea de tubería. Es importante mencionar que una de las soluciones más factibles para diseñar los soportes de la tubería es provocar una deformación térmica controlada, para esto se pueden utilizar soportes de rodillos y empotrados, el uso de ambos nos puede permitir provocar la expansión térmica controlada que no haga daño alguno a los equipos que la misma conecta y así se logre expandir controladamente hacia un lugar que sea predilecto y no provoque inconveniente alguno con la geometría del lugar o con algún equipo que se encuentre aledaño.

Los soportes que se pueden utilizar para diseñar una deformación térmica controlada pueden ser como los que aparecen a continuación.

Figura 17. Soportes para tubería de vapor con rodillo para la expansión térmica (3 Grados de libertad) y soporte para tubería de vapor con rodillo y asiento para la expansión térmica (2 Grados de Libertad)



23. Termodinámica y transferencia de calor

La transferencia de energía siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y esa transferencia se detiene cuando ambos alcanzan la misma palabra.

Calor es la forma de la energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia en la temperatura.

La transferencia de calor es la ciencia que trata determinar las razones de dicha transferencia. A diferencia de la termodinámica, la cual se interesa en la *cantidad* de calor transferido, la transferencia de calor indicará en cuanto tiempo ocurrirá dicha transferencia. A menudo en la práctica lo que interesa es la razón de la transferencia de

calor, no la cantidad de este. A pesar de esto, es la termodinámica la que presenta las bases para el análisis de transferencia de calor.

La transferencia de calor se ocupa de los sistemas en los que falta el equilibrio térmico y existe un fenómeno de *no equilibrio*.

Para que exista la transferencia de calor es necesaria una *diferencia de temperatura*. La velocidad de la transferencia de calor en cierta dirección depende de la magnitud del *gradiente de temperatura* (la diferencia de temperatura por unidad de longitud o la razón de cambio de la temperatura en esa dirección). A mayor gradiente de temperatura, mayor es la razón de la transferencia de calor.

24. Mecanismos de transferencia de calor

El calor se puede transferir en tres modos diferentes:

- Conducción
- Convección
- Radiación

Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del medio que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja.

24.1 Conducción: La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases.

La *rapidez* o *razón* de la conducción de calor a través de un medio depende de la *configuración geométrica* de éste, su *espesor* y el *material* del que esté hecho, así como de la *diferencia de temperatura* a través de él.

Considere una conducción de estado estacionario de calor a través de una pared plana grande de espesor $\Delta x = L$ y área A . La diferencia de temperatura de uno a otro lado de la pared es $\Delta T = T_2 - T_1$. Si se duplica el área, la diferencia de temperatura, la transferencia de calor \dot{Q} se duplica. Sin embargo se reduce a la mitad si se duplica el espesor L de la pared; por lo que se concluye que: La razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero inversamente proporcional al espesor de esa capa.

Es decir:

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (W)$$

En donde el coeficiente k es la conductividad térmica del material. Si el término $\Delta x \rightarrow 0$, la ecuación anterior se puede dar en forma diferencial:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (W)$$

La cual se llama *ley de Fourier de la conducción del calor*. El signo negativo asegura que la transferencia de calor en la dirección x positiva sea una cantidad positiva.

El área A de transferencia de calor siempre es *normal* a la dirección de esa transferencia.

25.1.1 Conductividad térmica: La conductividad térmica de un material se puede definir como la razón de transferencia de calor a través de un espesor unitario del material por unidad del área por unidad de diferencia de temperatura. La conductividad térmica es una medida de la capacidad del material para conducir calor. Un valor alto indica que el material es buen conductor, y un valor bajo indica que es un mal conductor o que es un *aislante*.

Las conductividades térmicas de los materiales varían sobre un amplio intervalo. Las conductividades térmicas de los gases varían en un factor de 10^4 con respecto a la de los metales puros. Los cristales y metales puros tienen las conductividades térmicas más elevadas, y los gases y aislantes las más bajas.

25.1.2 Difusividad térmica: El producto ρc_p se llama capacidad calorífica. Tanto el calor específico c_p como la capacidad calorífica ρc_p representan la capacidad de almacenamiento de calor de un material; pero c_p la expresa *por unidad de masa*, en tanto que ρc_p la expresa *por unidad de volumen*.

La difusividad térmica representa cuán rápido se difunde el calor por un material y se define como:

$$\alpha = \frac{\text{Calor conducido}}{\text{Calor almacenado}} = \frac{k}{\rho c_p} \quad (m^2/s)$$

Entre mayor sea la difusividad térmica, más rápida es la propagación del calor hacia el medio.

24.2 Convección: Convección es el modo de transferencia entre una superficie

sólida y el fluido adyacente que está en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos.

Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de un movimiento, la transferencia de calor es por conducción pura.

La convección recibe el nombre de *convección forzada* cuando el fluido es forzado a fluir sobre la superficie. Como contraste, se dice que es *convección natural o libre* si el movimiento es causado por las fuerzas naturales.

Los procesos de transferencia de calor que comprenden *cambio de fase* de un fluido también se consideran como convección a causa del movimiento de ese fluido inducido durante el proceso.

La convección se puede expresar convenientemente por la *ley de Newton del enfriamiento* como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (W)$$

Donde h es el *coeficiente de transferencia de calor con convección* en $W/m^2 \cdot ^\circ C$, A_s es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor, T_s es la temperatura de la superficie y T_∞ la temperatura del fluido.

El parámetro h no es una propiedad del fluido; es un parámetro que se determina en forma experimental.

24.3 Radiación: La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas.

A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia por radiación no requiere la presencia de un *medio interventor*.

Todo cuerpo a una temperatura arriba del cero absoluto emite radiación térmica

La radiación es un *fenómeno volumétrico* y todos los sólidos, líquidos y gases emiten, absorben o transmiten radiación en diversos grados. Sin embargo la radiación suele considerarse un fenómeno superficial.

La razón máxima de la radiación que se puede emitir desde una superficie a una temperatura T_s (en K) es expresada por la *ley de Stefan-Boltzmann* como:

$$\dot{Q}_{emitida,max} = \sigma A_s T_s^4 \quad (W)$$

Donde $\sigma = 5.67 \times 10^8 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ que es la *constante de Stefan-Boltzmann*. La superficie idealizada que emite radiación a esta razón máxima se llama *cuerpo negro* y la radiación emitida por éste es la *radiación del cuerpo negro*. La radiación emitida por todas las superficies reales es menor que la emitida por un cuerpo negro a la misma temperatura y se expresa como:

$$\dot{Q}_{emitida,max} = \varepsilon \sigma A_s T_s^4 \quad (W)$$

Donde ε es la emisividad de la superficie. La emisividad, que se encuentra en un intervalo de $0 \leq \varepsilon \leq 1$, es una medida de qué tan próxima está una superficie de ser un cuerpo negro.

Otra propiedad relativa a la radiación es su absorbidad α , la cual es la fracción de la energía de radiación incidente sobre una superficie que fue absorbida por ésta. Como la emisividad, su valor está en el intervalo $0 \leq \alpha \leq 1$. Un cuerpo negro absorbe toda la radiación incidente sobre él.

En general, tanto la emisividad como la absorbidad dependen de la temperatura y de la longitud de onda de la radiación.

Cuando una superficie de emisividad ϵ y área superficial A_s , a una temperatura T_s , está por *completo encerrada* por una superficie mucho más grande, a una temperatura T_{alr} , y separada por un gas que no interfiera con la radiación, la razón neta de la transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se da por:

$$\dot{Q}_{rad} = \epsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alr}^4) \quad (W)$$

La transferencia de calor por radiación ocurre *paralela* a la conducción (o convección si existe movimiento del fluido). Por tanto, la transferencia total de calor se determina al *sumar* las contribuciones de los dos mecanismos de transferencia. Por sencillez y conveniencia esto se lleva a cabo mediante la definición de un *coeficiente combinado de transferencia de calor*, $h_{combinado}$. Entonces, la razón *total* de transferencia de calor se expresa como:

$$\dot{Q}_{total} = h_{combinado} A_s (T_s - T_{\infty}) \quad (W)$$

25. Mecanismos simultáneos de transferencia de calor

No pueden existir los tres mecanismos de transferencia de calor simultáneamente. En sólidos opacos la transferencia de calor ocurre sólo por conducción mientras que en sólidos semitransparentes puede ocurrir por conducción y radiación.

La transferencia de calor es por conducción y posiblemente por radiación en un *fluido estático* y por convección y radiación en un *fluido que fluye*.

Por lo que cuando se trata de la transferencia de calor a través de un *fluido* se tiene *conducción* o *convección*, pero no las dos. Los gases son prácticamente transparentes a la

radiación, excepto por algunos gases que se sabe absorben radiación con gran fuerza en ciertas longitudes de onda. Los líquidos suelen ser fuertes absorbentes de radiación

La transferencia de calor a través del vacío sólo se produce por radiación, ya que la conducción o la convección requieren presencia de un medio material.

26. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor son aparatos que facilitan el *intercambio de calor* entre *dos fluidos* que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí.

En un intercambiador, la transferencia de calor suele comprender *convección* en cada fluido y *conducción* a través de la pared que los separa.

Los intercambiadores de calor se fabrican en diversos tipos, y de distintos modos de operación. El tipo más simple de intercambiador de calor consta de dos tubos concéntricos de diámetros diferentes, llamado *intercambiador de calor de tubo doble*.

Otro tipo de intercambiador de calor, diseñado específicamente para lograr una gran área superficial de transferencia de calor por unidad de volumen, es el compacto. Un ejemplo de estos es el radiador del automóvil.

Quizá el tipo más común de intercambiador de calor en las aplicaciones industriales sea el de tubos y coraza. Estos tienen un gran número de tubos empacados en un casco con sus ejes paralelos al de éste. La transferencia de calor tiene lugar a medida que uno

de los fluidos se mueve por dentro de los tubos, en tanto que el otro se mueve por fuera de éstos, pasando por la coraza.

Un tipo innovador de intercambiador de calor es el de placas y armazón (o sólo de placas), el cual consta de una serie de placas con pasos corrugados y aplastados para el flujo. Los fluidos caliente y frío fluyen en pasos alternados, de este modo cada corriente de fluido queda rodeada por dos corrientes de fluido caliente, lo que da por resultado una transferencia de calor muy eficaz.

27. Aislantes

Los aislantes térmicos son materiales, o combinaciones de materiales, que se usan principalmente para suministrar resistencia al flujo de calor. La mayor parte de ellos son materiales heterogéneos, los cuales tienen baja conductividad térmica y contienen bolsas de aire.

Se puede retardar el flujo de calor entre dos medios a temperaturas diferentes mediante la colocación de “barreras” en la trayectoria del flujo. Los aislamientos térmicos sirven como esas barreras.

La razón para aislar no solo se debe a la conservación de la energía, también puede servir para:

28.1 Protección y comodidad personal: Una superficie que está demasiado caliente representa un peligro para las personas que trabajan en esa zona y pueden tocar accidentalmente la superficie y sufrir quemaduras.

28.2 Mantenimiento de la temperatura del proceso: en la industria química algunos procesos son sensibles a la temperatura y puede ser necesario aislar los tanques en los que se llevan a cabo.

28.3 Reducción de la variación y las fluctuaciones de la temperatura: La temperatura en un recinto puede variar mucho entre la sección media y los bordes si no se encuentra aislado.

28.4 Prevención de la condensación y la corrosión: El vapor de agua en el aire se condensa sobre las superficies cuya temperatura está por debajo del punto de rocío. El agua líquida sobre las superficies expuestas de los tanques o tubos metálicos puede fomentar corrosión y el desarrollo de algas.

28.5 Protección contra incendios: Se puede minimizar el daño durante un incendio al conservar los combustibles valiosos en una caja segura que esté bien aislada.

28.6 Protección contra la congelación: La exposición prolongada a temperaturas inferiores a la de congelación puede causar que el agua encontrada en tubos o recipientes de almacenamiento se congele y éstos se revienten.

28.7 Reducción del ruido y de la vibración: Un beneficio adicional de los aislantes térmicos es su capacidad para amortiguar el ruido y las vibraciones.

28. Espesor del aislamiento óptimo

Se debe tener conciencia de que el aislamiento no elimina la transferencia de calor; simplemente la reduce. Entre más grueso sea el aislamiento, menor será la razón de la transferencia de calor, pero también más elevado será el costo de ese aislamiento. Por lo tanto, debe haber un espesor óptimo del aislamiento que corresponda a un costo mínimo combinado del propio aislamiento y la pérdida de calor.

29. Mecánica de fluidos

La mecánica de fluidos se encarga de analizar el comportamiento de los fluidos en movimiento y en reposo.

Fluidos son sustancias que son capaces de fluir y conformarse a la forma de los objetos que lo contienen. Cuando están en equilibrio, los fluidos no pueden sostener fuerzas de corte. Todos los fluidos tienen algún grado de compresibilidad y ofrecen poca resistencia a cambiar de forma.

Los fluidos pueden ser clasificados como líquidos o gases. Las diferencias más importantes entre líquidos y gases son que a) los líquidos son prácticamente incompresibles y los gases son compresibles y debe tomarse esto en cuenta y b) los líquidos ocupan volúmenes definidos y tienen superficies libres, mientras que una masa de gas se expande hasta ocupar todo el contenedor.

30. Presión de un fluido

La presión de un fluido es transmitida con igual intensidad en todas las direcciones y actúa normal a cualquier plano. En el mismo plano de la superficie libre, las intensidades en un líquido son iguales.

La presión se define como una fuerza por un área. En general:

$$p = \frac{dF}{dA}$$

A la presión se le otorga usualmente las unidades de Pascal.

$$(Pa, 1Pa = 1N/m^2).$$

31. Ecuación de la energía

La ecuación de la energía resulta de la aplicación del principio de conservación de energía al flujo de un fluido. La energía poseída por un fluido en movimiento consiste de energía interna y energías debido a presión, velocidad, y posición. En la dirección del flujo, la conservación de energía se resume a la ecuación general:

$$\text{energía en sección 1} + \text{energía añadida} - \text{energía perdida} - \text{energía extraída} = \text{energía en sección 2}$$

Esta ecuación, para flujo estable de fluidos incompresibles, en los que el cambio de energía interna es despreciable se simplifica a

$$\left(\frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \right) + H_A - H_L - H_E = \left(\frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \right)$$

La cual se conoce como *Teorema de Bernoulli*.

32. Separadores de vapor

Un separador de vapor, también conocido como separador de humedad, es un dispositivo ideado para separar el condensado en un flujo de vapor. El diseño más sencillo es el de un domo de vapor en una locomotora de vapor, mientras que los sistemas más complejos se utilizan en lugares como los reactores nucleares y calderas y separan el condensado por medios centrífugos.

La importancia de la remoción del condensado es por: El condensado reduce la eficiencia térmica de todos los motores; En motores de pistones, el condensado se acumula en el cilindro y podría provocar un “sello hidráulico”, que es un evento en el cual un pistón se daña (en la biela) debido a la presencia de un fluido incompresible y resulta en la inmovilización de los pistones.

En centrales térmicas, la presencia del condensado saliendo de las toberas hacia la turbina, hace que éste se acelere y se vuelva un agente corrosivo sobre los álabes de la turbina.

La mayoría de las calderas modernas tienen una capacidad evaporativa enorme, pero tienen carencias para sobrellevar las cargas cambiantes. Además, un tratamiento químico

incorrecto de las aguas a ser calentadas, y picos importantes en distintas partes de la planta pueden generar que la humedad sea acarreada con el vapor.

Se recomienda colocar los separadores de vapor previo a las válvulas de control y los instrumentos de medición de flujo.

33. Golpe de ariete y corrosión

El condensado mezclado con el aire se vuelve corrosivo, y asumiendo correcto tratamiento del agua de la caldera, los problemas de corrosión en los resortes de las válvulas se debe a condensado que se mantiene en la parte inferior de los tubos durante el proceso de apagado.

En sistemas de alta presión, donde el golpe de ariete al inicio sigue siendo un problema, una “trampa de seguridad” se utiliza. Mientras que esto es útil en tuberías principales presurizadas, la trampa puede requerir una presión considerablemente mayor que su cantidad nominal para cerrarla y gran cantidad de condensado puede ser desperdiciado una vez en servicio.

El golpe de ariete es el sonido causado por volúmenes de condensado colisionando a altas velocidades en las uniones de las tuberías, planta y equipos. Esto tiene las siguientes implicaciones:

Ya que la velocidad del condensado es mayor a la normal, la disipación de energía cinética es mayor a la esperada.

Ya que el agua es densa e incompresible, el efecto de amortiguamiento que sucede cuando los gases encuentran una obstrucción no está presente.

La energía es disipada hacia las obstrucciones del sistema de tuberías, como las válvulas y las uniones.

Entre las indicaciones de un golpe de ariete incluyen un sonido fuerte y quizá el movimiento de la tubería. En casos severos, el golpe puede fracturar el equipo de la tubería con un efecto casi explosivo, con la consecuente pérdida de vapor en la fractura.

Las fuentes comunes de golpe de ariete ocurren en los puntos bajos de la tubería, como por ejemplo:

- Tuberías decaídas, quizá por fallas en los soportes
- Incorrecto uso de reductores concéntricos
- Instalación incorrecta de filtros
- Sangrado inadecuado de las líneas
- Operación incorrecta
- Piernas colectoras

Los puntos de sangrado deben asegurar que el condensado pueda llegar a las trampas de vapor. Se debe considerar cuidadosamente al diseño y la localización de los puntos de sangrado. También se debe considerar el condensar el vapor remanente en una unidad de tubería principal en el proceso de apagado, cuando el flujo de vapor cesa. La gravedad asegurará que el condensado siga la inclinación de las tuberías y sea colectado en los puntos bajos del sistema, por lo que las trampas de vapor deberán ser acondicionadas a estos puntos bajos.

La cantidad de condensado formado en una tubería larga en condiciones de arranque es suficiente para requerir la provisión de puntos de sangrado a intervalos de 30m a 50m, al igual que puntos que son naturalmente puntos bajos, como la parte más baja de una tubería ascendente.

En condiciones de trabajo nominal, el vapor puede fluir a velocidades de 145km/h, y arrastra al condensado. Los valores de diseño de los puntos de sangrado dependen del diámetro de la tubería.

34. Bridas

Una brida es el elemento que une dos componentes de un sistema de tuberías, permitiendo ser desmontado sin operaciones destructivas, gracias a una circunferencia de agujeros a través de los cuales se montan pernos de unión.

Las partes de una brida son:

- Ala
- Cuello
- Diámetro de pernos
- Cara

Entre los tipos de bridas que existen están:

- Bridas de cuello para soldadura
- Bridas locas
- Lap Joint

- De conexión y soldadura
- Bridas roscadas
- Bridas ciegas
- Bridas de aislamiento eléctrico
- Bridas en ocho.

Las caras de las bridas están fabricadas de forma estándar para mantener unas dimensiones concretas. Las caras más habituales son:

- Cara plana (FF)
- Cara con resalte (RF)
- Cara con anillo (RTJ)

35. Vapor flash

Si la presión de agua saturada se reduce de la presión P_1 a la presión más baja, P_2 ; el exceso de contenido entálpico evapora una cantidad de agua para producir vapor flash. La proporción de vapor flash en el condensado se puede determinar con la siguiente ecuación.

$$\%vapor\ flash = \frac{h_{f a P_1} - h_{f a P_2}}{h_{f g a P_2}}$$

Donde:

- P_1 : Presión inicial
- P_2 : Presión final
- h_f : Entalpia específica del líquido (kJ/kg)
- h_{fg} : Entalpia específica de evaporación (kJ/kg)

Incluso agua a temperatura ambiente de 20°C herviría si su presión se redujera lo suficiente. En cualquier sistema de vapor buscando maximizar eficiencias, el vapor flash se separa del condensado y se utiliza para alimentar un proceso de calentamiento de baja presión. Cada kilogramo de vapor flash que se utiliza en esta manera es un kilogramo de vapor que no se debe suministrar de las calderas, adicionalmente es un kilogramo de vapor que no se ventea a la atmosfera, donde se perdería su contenido energético.

36. Partes de una red de retorno de condensado

El trazado de las líneas de retorno de condensado depende de la presión de vapor en la aplicación, las características de la trampa de vapor, la posición de la línea de retorno de condensado principal relativa a la planta y la presión del condensado en la línea principal de retorno. Sin embargo existen objetivos principales en el diseño de la tubería de retorno de condensado que se deben satisfacer para cada punto donde se retorna el condensado:

El condensado no se debe acumular en los procesos ni en el drenaje de la planta. El condensado minimiza el desempeño de los equipos, reduce la tasa de transferencia de calor y promueve la corrosión de tuberías y accesorios en los equipos.

El condensado no se debe acumular en los distribuidores de vapor. El flujo de vapor de alta velocidad puede acarrear gotas de condensado que promueve la corrosión de tuberías y el golpe de ariete.

Una línea de retorno de condensado se puede dividir en cuatro secciones donde los criterios de diseño varían.

Figura 18. Partes de una red de retorno de condensado

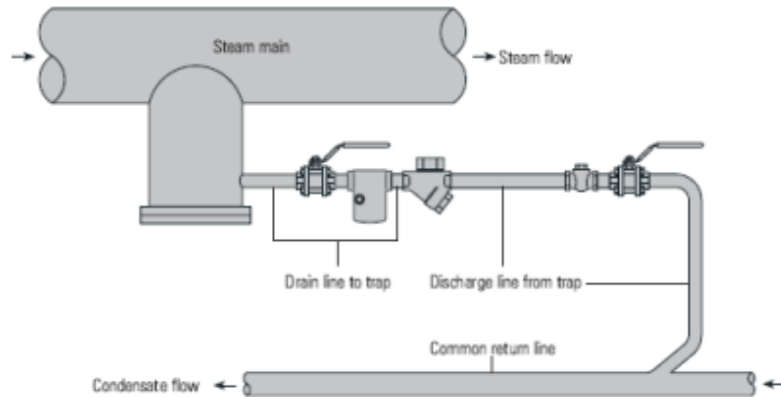


Tabla 4. Tipo de flujo en tubería dependiendo de la sección de línea de retorno de condensado

Tipo de línea de condensado	Flujo en tubería
Línea de drenaje a la trampa de vapor	Condensado
Línea de descarga de la trampa	Condensado y vapor flash
Línea de retorno común	Condensado y vapor flash
Línea de retorno bombeada (no mostrada)	Condensado

36.1 Línea de drenaje a la trampa de vapor: En la línea de drenaje, el condensado y los gases no condensables deben fluir desde la salida del equipo o aplicación, hasta la trampa de vapor. En una línea de drenaje dimensionada adecuadamente, el equipo o aplicación que se está drenando y el cuerpo de la trampa de vapor se encuentran a la misma presión, por lo tanto el condensado no se convierte en vapor flash en dicha línea. La fuerza que desplaza que desplaza el condensado desde el equipo a la trampa de vapor y eventualmente a la línea de retorno común se debe al efecto de la gravedad sobre una columna de fluido. Por esta razón, la trampa de vapor se ubica debajo de la salida del equipo, y la línea de descarga de la trampa termina debajo de la trampa de vapor.

36.1.1 Línea de drenaje a la trampa de vapor para trampas termostáticas: Las trampas termostáticas enfrían el condensado debajo de la temperatura de saturación antes de descargar el condensado. Esta característica de las trampas termodinámicas causa que se inunde la línea de drenaje y en muchos casos, la columna de condensado puede ser tal que inunda parcial o totalmente el equipo.

Existen algunas aplicaciones donde el enfriamiento del condensado de las trampas termostáticas tiene ventajas. Se produce menos vapor flash en la línea de descarga y el ingreso del condensado en la línea de retorno común es de manera gentil.

Las trampas de vapor termostáticas que descargan en una tubería abierta a presión atmosférica desperdician menos energía que las trampas de vapor mecánicas debido a que más del calor sensible en el condensado que se encuentra inundado en la línea de drenaje a la trampa imparte su calor sensible al proceso, un ejemplo típico para la utilización de trampas termostáticas es la tubería que se utiliza en el enchaquetado.

36.1.2 Línea de drenaje a la trampa de vapor para trampas mecánicas y termodinámicas: Las trampas de vapor termodinámicas y de cubeta invertida operan en ciclos de descarga intermitentes, por lo que acumulan condensado entre descargas, sin embargo la descarga sucede a una temperatura muy cercana a la temperatura de saturación del agua y el tiempo entre ciclos no es suficiente para inundar la tubería de drenaje si se dimensiona adecuadamente la tubería de drenaje.

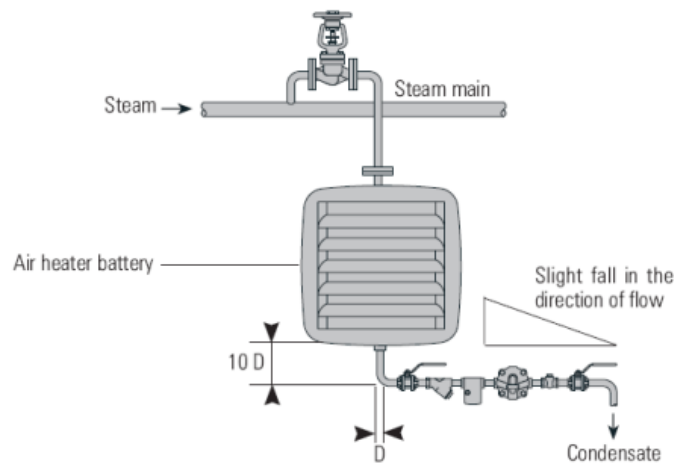
Las trampas de flote y termostato operan en un ciclo de descarga continua y adicionalmente tienen la ventaja de poder ventear aire en la línea de drenaje. Las trampas mecánicas ofrecen conexiones para colocar la trampa en sentido horizontal o vertical, afectando así el diseño de la línea de drenaje.

La línea de drenaje se debe mantener a una longitud mínima, idealmente menor a 2 metros lineales. Líneas largas de drenaje a la trampa se pueden llenar con vapor y evitar que el condensado llegue a la trampa, este efecto se llama cierre de vapor.

Los arreglos detallados para las líneas de drenaje para los distribuidores de vapor y para los equipos que utilizan vapor, son diferentes. Para un equipo o proceso que utiliza vapor, la tubería de salida del equipo debe caer verticalmente, una longitud de 10 diámetros de tubería nominal a la trampa de vapor. Si se selecciona una trampa de vapor correcta, se asegura que el condensado no se acumula en la tubería y se minimiza el impacto de corrosión por pila galvánica y golpe de ariete. Con este arreglo, también se asegura que se tenga una columna de fluido condensado que ejerce una presión que ayuda a remover el condensado durante el arranque de la planta o cuando la presión del vapor es muy baja. La tubería luego debe correr horizontalmente con una pequeña pendiente en la

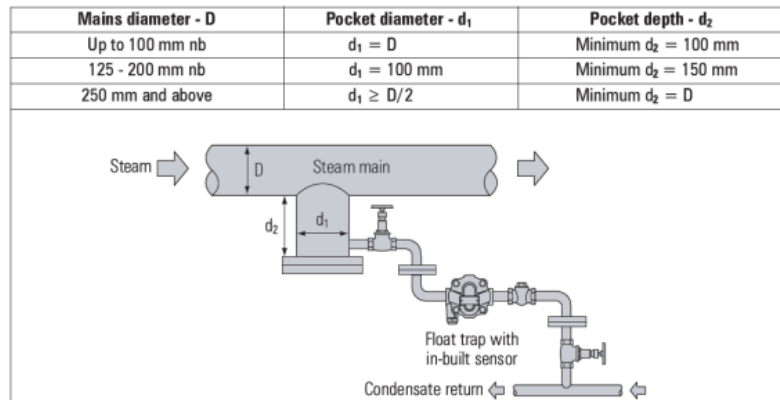
dirección del flujo para utilizar el efecto de la gravedad y evitar la acumulación de condensado.

Figura 19. Esquema de tubería de drenaje a la trampa para equipos o procesos que utilizan vapor y trampas mecánicas o termodinámicas



Para los distribuidores de vapor, es importante considerar que el flujo de vapor se desplaza a altas velocidades, dicho flujo puede acarrear gotas del condensado que llevan a problemas como erosión, golpe de ariete y fugas de vapor en la tubería. Una solución más efectiva para drenar el condensado de este tipo de aplicaciones consiste en coleccionar el condensado en bolsillos o piernas colectoras. Es importante notar que la línea de drenaje a la trampa de vapor no se ubica en la parte más baja de la pierna colectora. El motivo es para que sedimentos e impurezas se asienten en el fondo de la pierna colectora y puedan ser purgados del sistema con más facilidad.

Figura 20. Esquema para diseño de líneas de drenaje a trampas de vapor en distribuidores de vapor



36.1.3 Dimensionamiento de línea de drenaje a trampa de vapor: No se debe asumir que el diámetro nominal de la línea de drenaje debe ser el mismo que el diámetro nominal a la salida del equipo. El equipo puede operar en un rango de presiones y razones de flujo, especialmente cuando tienen control de temperatura. Sin embargo, una vez la trampa de vapor se ha dimensionado correctamente, es usual que la línea de drenaje a la trampa sea del mismo diámetro nominal que la trampa de vapor. Como no hay una caída significativa de presión entre la salida del equipo y la entrada, no hay presencia de vapor flash en la tubería y se deben tomar las siguientes consideraciones:

- El caudal de condensado que se necesita drenar con operación a carga plena.
- El caudal de condensado que se debe drenar en el momento de arranque del equipo.

Durante el arranque del equipo, el caudal de condensado a drenar puede ser hasta 3 veces mayor que durante operación estable, existe un diferencial de temperatura máximo entre el vapor y el condensado. La línea de drenaje, trampa de vapor y línea de descarga deben también drenar durante el arranque, el aire en la tubería que es desplazado por el vapor.

Un criterio de diseño establece que se debe dimensionar la trampa de vapor al doble del caudal de condensado a carga estable a la presión de operación para considerar la carga del arranque.

Para propósitos prácticos, para líneas de drenaje menores a 10 metros, la tubería se debe dimensionar para tener una velocidad de condensado no mayor de 1.5m/s y una caída de presión de 200Pa por metro de longitud.

36.2 Línea de descarga de la trampa: Esta tubería lleva condensado, gases incondensables y vapor flash desde la trampa a la línea de retorno común. Vapor flash se forma cuando el condensado se descarga de un espacio de alta temperatura ubicado aguas arriba de la trampa de vapor al espacio de menor presión que es la línea de descarga de la trampa y la línea de retorno común. La línea de descarga de la trampa debe tener una caída en la dirección del flujo para evitar la acumulación de condensado en la tubería.

La descarga de condensado a líneas de retorno común que se encuentran inundadas no se recomienda, especialmente con trampas de vapor de ciclo intermitente (termodinámicas, cubeta invertida). Esto se debe a que el alto volumen de vapor flash que se descarga en las líneas inundadas, empuja violentamente el condensado por la tubería, causando golpe de ariete, ruido y fallas mecánicas de la tubería.

36.2.1 Dimensionamiento de tubería para línea de descarga de trampa: El criterio de diseño para dimensionar tuberías para línea de descarga de la trampa de vapor es limitar las velocidades máximas de los fluidos en el. Vapor saturado debe viajar a un máximo de 40 m/s, vapor con calidad [0,1], debe viajar entre 15 y 20 m/s ya que lleva humedad que puede erosionar la tubería. Las líneas de descarga de la trampa son más difíciles de dimensionar debido a la característica de flujo de dos fases. En la práctica es imposible (y muchas veces innecesario) determinar la condición exacta del fluido dentro de la tubería. Aunque la cantidad de vapor flash producida se relaciona con el diferencial de presión a la entrada y salida de la trampa, otros factores también influyen:

- Si el condensado, ubicado aguas arriba de la trampa es más frío que la temperatura de saturación, la cantidad de vapor flash después de la trampa se reduce.
- En líneas largas de descarga, pérdidas por radiación en la línea pueden causar que se condense algo del vapor flash, reduciendo su velocidad y volumen.
- Si la línea de descarga se eleva a una línea de retorno común ubicada a mayor altura, habrá situaciones en las que la línea de descarga estará llena de condensado frío, y situaciones cuando el vapor flash saliendo de la trampa de vapor puede evaporar todo o parte de dicho condensado.
- Una caída mínima de 1:70 en dirección del recipiente venteado permite que el vapor flash pase sin interrupciones arriba del condensado.

Si es inevitable, las líneas elevadas no bombeadas deben mantenerse tan cortas como sea posible y adecuada con válvulas de cheque para evitar que el condensado inunde la

línea elevada. Dichas líneas deben descargar por la parte superior de líneas de retorno comunes, esto impide que el condensado de las líneas de retorno común, inunde las líneas elevadas. La línea elevada debe tener un diámetro nominal ligeramente mayor a la línea de descarga para bajar la velocidad del vapor flash. Esto reduce el riesgo de golpe de ariete y ruido causado por el vapor tratando de forzar su camino a través de la columna de líquido condensado en la línea elevada.

36.3 Línea de retorno común: Cuando el condensado de más de una trampa de vapor fluye hacia el mismo punto de colección, se recomienda que exista una línea de tubería de retorno común a la cual están conectadas líneas individuales de descarga. La línea de retorno común se debe dimensionar de tal manera que garantiza una velocidad máxima del caudal de 15 pies/segundo. En la línea de retorno común se tiene un flujo de dos estados, gas y líquido, sin embargo el gas ocupa un volumen mucho mayor que el líquido por lo que las líneas de retorno común se pueden dimensionar como si tuvieran solamente vapor flash. Si se utilizan trampas de vapor con descarga repentina de condensado (termodinámicas, cubeta invertida), se recomienda evitar cambios bruscos en la dirección de flujo para minimizar esfuerzos mecánicos y erosión en la unión de la línea de descarga individual y la línea de retorno común.

Si se utilizan trampas de vapor con descarga continua (flote y termostato), la línea de retorno común inundada absorbe la energía disipada por la descarga de manera más fácil que cuando se utilizan trampas de vapor con descarga repentina. Si existe un diferencial de presión muy grande entre la línea de retorno común y el distribuidor de vapor, un difusor ayuda a minimizar la erosión y el ruido (práctica útil en hospitales).

37. Descarga de líneas individuales a presiones diferentes

En procesos y equipos con control de temperatura, la descarga de condensado puede darse a presiones diferentes, se recomienda que la línea de retorno común tenga una caída de 1:70 para que el condensado fluya hacia un punto de colección deseado y que la línea de retorno común se dimensione considerando los efectos acumulativos del vapor flash en cada punto de descarga cuando la planta opera a carga plena. En la línea de descarga se manejan fluidos de dos fases, líquido y vapor con partículas líquidas en suspensión.

Basándose en una descarga de 1 kg de condensado y utilizando valores del volumen específico del vapor a la presión de descarga y el porcentaje de vapor flash en la descarga se puede calcular la proporción del volumen en la tubería que ocupa el vapor flash.

Es evidente que en la tubería de condensado la proporción de volumen en la tubería de vapor flash es mayor que la proporción de líquido. El cálculo de dimensionamiento de tubería de condensado se debe hacer en base a la velocidad del vapor flash por ser la fase de fluido predominante en la tubería en proporción de volumen. Si la tubería está subdimensionada, la velocidad del vapor flash aumenta, al igual que la contrapresión, lo que puede causar golpe de ariete, reducir la capacidad de descarga de la trampa e inundar el proceso. El vapor húmedo que se encuentra en las tuberías de retorno común se debe restringir a una velocidad máxima de 15 ft/s considerando los caudales de los diferentes puntos de descarga para una condición de arranque. En la práctica es difícil y muchas veces innecesario calcular la proporción de vapor y líquido dentro de la línea de condensado, por lo que es más fácil dimensionar la tubería de retorno común asumiendo que todo el flujo es vapor flash.

38. Set de trampa de vapor

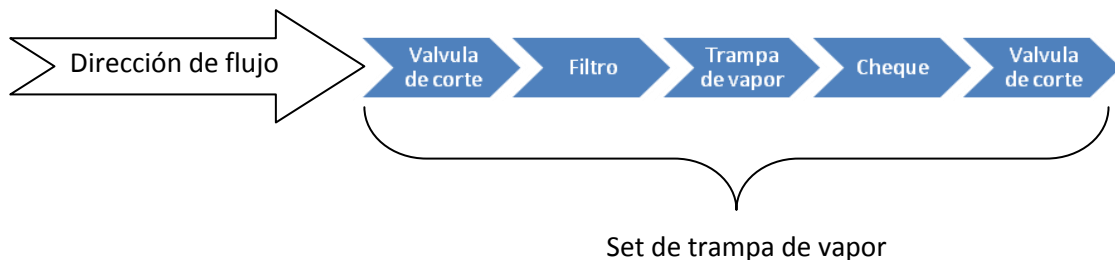
La secuencia que llevan dichos accesorios con respecto al flujo de condensado es importante por los siguientes motivos:

Las válvulas de corte se ubican en los extremos para poder cortar el flujo de condensado en el set de trampa de vapor a la hora de realizar un mantenimiento o modificación en la tubería. De esta manera se evitan derrames de condensado y no se afecta la presión que se mantiene en la línea de retorno de condensado común. Dependiendo de las presiones del condensado se pueden ubicar válvulas con bridas o uniones universales para facilitar el desmontaje del set de trampa de vapor.

El cheque se ubica después de la trampa de vapor para evitar que frentes de presión en la línea de retorno de condensado común afecten el desempeño de la trampa de vapor.

El filtro se ubica antes de la trampa de vapor para evitar que sedimentos e impurezas afecten el funcionamiento de la trampa de vapor.

Figura 21. Disposición de accesorios en el set de trampa de vapor



Las tuberías de vapor deben estar aisladas con el fin de prever la pérdida de calor, no obstante el calor del vapor se pierde por convección y conducción hacia las paredes de la tubería y por radiación y convección hacia el medio ambiente. El vapor cede su entalpia de vaporización a las paredes de la tubería y se empieza a condensar en agua y a depositarse en el fondo de la misma. Si el condensado permanece en la tubería entorpece

la transferencia de calor ya que el poder calórico del vapor es mayor al poder calórico del condensado. Similarmente cuando el vapor ingresa en los equipos, el calor es transferido a través de las paredes al fluido o producto y el vapor se condensa. Se utilizan las trampas para vapor para drenar el condensado sin permitir la fuga del vapor.

Cuando el sistema de vapor se interrumpe o apaga, aire ingresa en las tuberías para ocupar el espacio del vapor en compañía con el condensado generado. Las trampas para vapor deben por tanto desalojar ese aire y gases no condensables en el momento de arranque de estos sistemas.

39. Tipo de trampas

Existen varios tipos de trampas para vapor, no todas ellas son capaces de cumplir correctamente las funciones antes mencionadas. Dichas trampas se pueden clasificar en tres principales categorías:

- Mecánicas.
- Termostáticas.
- Termodinámicas.

39.1 Las trampas mecánicas: Trabajan con el principio de diferencia entre la densidad del vapor y la del condensado. Por ejemplo, un flotador que hace a medida que el nivel del condensado se incrementa, abriendo una válvula, pero que en presencia del vapor la mantiene cerrada. Dependiendo del modelo de las trampas mecánicas, pueden ventear gases no condensables automáticamente o manualmente. Es importante notar que una trampa mecánica instalada con la orientación inadecuada no funcionara, por lo que es importante seguir las recomendaciones del fabricante para su instalación exitosa. Una ventaja de las trampas mecánicas es que purgan condensado

continuamente, característica muy valiosa si no se desea tener condensado en un equipo bajo ninguna circunstancia (distribuidores de vapor).

39.2 Las trampas termostáticas: Operan por diferencia de temperatura.

Cuando la temperatura del condensado cae a un valor específico por debajo de la temperatura del vapor, la trampa se abre para dejar escapar el condensado y gases no condensables. Es importante mencionar que para que las trampas termostáticas operen, el condensado debe caer a una temperatura determinada, muchas veces la descarga de condensado es más violenta que en una trampa mecánica. En aplicaciones donde se desea aprovechar el máximo contenido calórico del vapor y no es importante que se inunde parcialmente la tubería de vapor, las trampas termostáticas son óptimas.

39.3 Las trampas termodinámicas: Operan bajo el principio del diferencial

de presiones que causa un flujo del vapor sobre una superficie, comparada con el flujo del condensado sobre la misma superficie. El vapor o el gas fluyendo sobre la superficie crean un área de baja presión. Este fenómeno es empleado para mover la válvula hacia el asiento y así cerrar su paso. Las trampas no tienen mecanismos con eslabones, son de fácil mantenimiento y tamaño compacto. Sin embargo la orientación que tiene la trampa al instalarse es un factor crítico para que funcione adecuadamente.

40. Dimensionamiento de trampas

El tamaño de las trampas de vapor se selecciona con base al caudal máximo de condensado que una trampa debe purgar. Generalmente, el doble del caudal que se debe drenar en operación estable es suficiente para considerar la condición de arranque que es el momento en el que se debe drenar la mayor cantidad de condensados. Una trampa sub

dimensionada falla prematuramente y una trampa sobredimensionada representa un gasto injustificado.

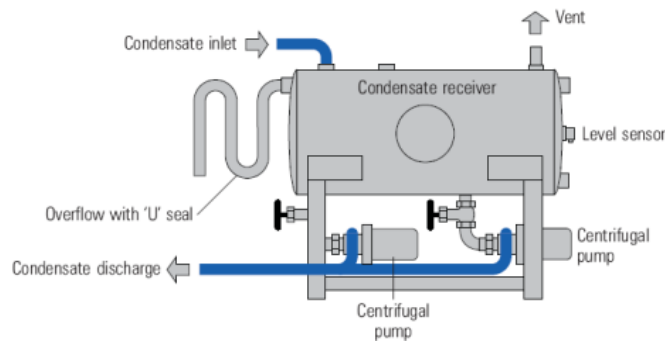
41. Análisis de desempeño

Es importante revisar el desempeño de las trampas con una frecuencia de seis meses a un año. Se deben emplear instrumentos de medición como ultrasonidos y termógrafos, aun mas importante es emplear un criterio correcto para dar un diagnostico adecuado. Existen diferentes tipos de fallos en las trampas de vapor. Una trampa que falla abierta es la que representa la mayor pérdida energética pues deja escapar vapor seco. Una trampa que falla abierta inunda el proceso, entorpece la transferencia de calor y puede causar golpe de ariete. Una trampa que falla en ciclo rápido, descarga condensado a una frecuencia más alta para la cual fue diseñada por lo que deja escapar vapor junto con el condensado.

42. Tanque de condensados

Un tanque de condensados es un lugar donde se colectan todos los condensados de los equipos para un lugar determinado. El propósito del tanque es separar el vapor flash del condensado y crear una cabeza positiva de succión para la bomba de condensados. El tanque debe tener una tubería de rebalse, sensores de nivel y debe tener la capacidad suficiente para que no se rebalse de condensados en situaciones de arranque de la planta. El tanque puede tener una abertura hacia la atmosfera para poder ventear vapor flash o debe tener tubería que lo conecta a una aplicación de calentamiento de baja presión. Si se reutiliza el vapor flash, el tanque estará presurizado y debe estar debidamente dimensionado para poder soportar la presión y evitar riesgos para los operadores.

Figura 22. Esquema de tanque de condensados



43. Bombas de condensado

En unidades de dos bombas se puede implementar un sistema de control por cascada que permita que una bomba se seleccione como una bomba líder y la otra bomba permanece en stand by para proporcionar soporte si el sensor de nivel del tanque alcanza un nivel predeterminado. Este sistema de control también debe tener un sistema de relevo si una bomba no opera correctamente. Las unidades de cascada usualmente bombean a una razón de 1.1 veces el caudal de condensado que ingresa al tanque, permitiendo un factor de seguridad menor en el cálculo del volumen del tanque. La selección de la bomba debe ser función de altura de la columna de agua en el lado de succión de la bomba, la cabeza que debe entregar la bomba y el caudal a ser bombeado. Usualmente el tanque de condensados bombea al tanque de alimentación de agua para calderas.

44. Soldadura de arco

La idea de la soldadura por arco eléctrico fue propuesta a principios del siglo XIX por el científico inglés Humphrey Davy, pero ya en 1885 dos investigadores rusos consiguieron soldar con electrodos de carbono. Para realizar una soldadura por arco eléctrico se induce una diferencia de potencial entre el electrodo y la pieza a soldar, con

lo cual ioniza el aire entre ellos y pasa a ser conductor, de modo que se cierra el circuito y se crea el arco eléctrico. El calor del arco funde parcialmente el material de base y funde el material de aporte, el cual se deposita y crea el cordón de soldadura.

La soldadura por arco eléctrico se utiliza comúnmente debido a la facilidad de transportación. La característica más importante de la soldadura con electrodos revestidos, en inglés *Shield Metal Arc Welding* (SMAW) o *Manual Metal Arc Welding* (MMAW), es que el arco eléctrico se produce entre la pieza y un electrodo metálico recubierto.

El recubrimiento protege el interior del electrodo hasta el momento de la fusión. Con el calor del arco, el extremo del electrodo funde y se quema el recubrimiento, de modo que se obtiene la atmósfera adecuada para que se produzca la transferencia de metal fundido desde el núcleo del electrodo hasta el baño de fusión en el material base. Estas gotas de metal fundido caen recubiertas de escoria fundida procedente de la fusión del recubrimiento del arco. La escoria flota en la superficie y forma, por encima del cordón de soldadura, una capa protectora del metal fundido. Como son los propios electrodos los que aportan el flujo de metal fundido, será necesario reponerlos cuando se desgasten.

Los electrodos están compuestos de dos piezas: el alma y el revestimiento. El alma o varilla es alambre (de diámetro original 5.5 mm) que se comercializa en rollos continuos. Tras obtener el material, el fabricante lo decapa mecánicamente (a fin de eliminar el óxido y aumentar la pureza) y posteriormente lo trefila para reducir su diámetro. El revestimiento se produce mediante la combinación de una gran variedad de elementos (minerales varios, celulosa, mármol, aleaciones, etc.) convenientemente seleccionados y probados por los fabricantes, que mantienen el proceso, cantidades y dosificaciones en riguroso secreto.

La composición y clasificación de cada tipo de electrodo está regulada por AWS (*American Welding Society*), organismo de referencia mundial en el ámbito de la soldadura. Este tipo de soldaduras pueden ser efectuados bajo corriente tanto continua como alterna. En corriente continua el arco es más estable y fácil de encender y las salpicaduras son poco frecuentes; en cambio, el método es poco eficaz con soldaduras de piezas gruesas. La corriente alterna posibilita el uso de electrodos de mayor diámetro, con lo que el rendimiento a mayor escala también aumenta. En cualquier caso, las intensidades de corriente oscilan entre 10 y 500 amperios.

El factor principal que hace de este proceso de soldadura un método tan útil es su simplicidad y, por tanto, su bajo precio. A pesar de la gran variedad de procesos de soldadura disponibles, la soldadura con electrodo revestido no ha sido desplazada del mercado. La sencillez hace de ella un procedimiento práctico; todo lo que necesita un soldador para trabajar es una fuente de alimentación, cables, un porta electrodo y electrodos. El soldador no tiene que estar junto a la fuente y no hay necesidad de utilizar gases comprimidos como protección. El procedimiento es excelente para trabajos, reparación, fabricación y construcción.

Además, la soldadura SMAW es muy versátil. Su campo de aplicaciones es enorme: casi todos los trabajos de pequeña y mediana soldadura de taller se efectúan con electrodo revestido; se puede soldar metal de casi cualquier espesor y se pueden hacer uniones de cualquier tipo. Sin embargo, el procedimiento de soldadura con electrodo revestido no se presta para su automatización o semiautomatización; su aplicación es esencialmente manual. La longitud de los electrodos es relativamente corta: de 230 a 700 mm. Por tanto, es un proceso principalmente para soldadura a pequeña escala. El soldador tiene que interrumpir el trabajo a intervalos regulares para cambiar el electrodo y debe limpiar el punto de inicio antes de empezar a usar electrodo nuevo.

Sin embargo, aun con todo este tiempo muerto y de preparación, un soldador eficiente puede ser muy productivo. El objetivo fundamental en cualquier operación de soldadura es el de conseguir una junta con la misma característica del metal base. Este resultado sólo puede obtenerse si el baño de fusión está completamente aislado de la atmósfera durante toda la operación de soldeo. De no ser así, tanto el oxígeno como el nitrógeno del aire serán absorbidos por el metal en estado de fusión y la soldadura quedará porosa y frágil. En este tipo de soldadura se utiliza como medio de protección un chorro de gas que impide la contaminación de la junta.

Tanto éste como el siguiente proceso de soldeo tienen en común la protección del electrodo por medio de dicho gas. La soldadura por electrodo no consumible, también llamada TIG (siglas de *Tungsten Inert Gas*), se caracteriza por el empleo de un electrodo permanente que normalmente, como indica el nombre, es de tungsteno. Este método de soldadura se patentó en 1920 pero no se empezó a utilizar de manera generalizada hasta 1940, dado su coste y complejidad técnica.

A diferencia de las soldaduras de electrodo consumible, en este caso el metal que formará el cordón de soldadura debe ser añadido externamente, a no ser que las piezas a soldar sean específicamente delgadas y no sea necesario. El metal de aportación debe ser de la misma composición o similar que el metal base; incluso, en algunos casos, puede utilizarse satisfactoriamente como material de aportación una tira obtenida de las propias chapas a soldar. La inyección del gas a la zona de soldeo se consigue mediante una canalización que llega directamente a la punta del electrodo, rodeándolo. Dada la elevada resistencia a la temperatura del tungsteno (funde a 3410 °C), acompañada de la protección del gas, la punta del electrodo apenas se desgasta tras un uso prolongado.

Es conveniente, eso sí, repasar la terminación en punta, ya que una geometría poco adecuada perjudicaría en gran medida la calidad del soldado. Respecto al gas, los más utilizados son el argón, el helio, y mezclas de ambos. El helio, gas noble (inerte, de ahí el nombre de soldadura por gas inerte) es más usado en los Estados Unidos, dado que allí se obtiene de forma económica en yacimientos de gas natural. Este gas deja un cordón de soldadura más achatado y menos profundo que el argón. Este último, más utilizado en Europa por su bajo precio en comparación con el helio, deja un cordón más triangular y que se infiltra en la soldadura. Una mezcla de ambos gases proporcionará un cordón de soldadura con características intermedias entre los dos.

La soldadura TIG se trabaja con corrientes continua y alterna. En corriente continua y polaridad directa, las intensidades de corriente son del orden de 50 a 500 amperios. Con esta polarización se consigue mayor penetración y un aumento en la duración del electrodo. Con polarización inversa, el baño de fusión es mayor pero hay menor penetración; las intensidades oscilan entre 5 y 60 A. La corriente alterna combina las ventajas de las dos anteriores, pero en contra da un arco poco estable y difícil de cebar. La gran ventaja de este método de soldadura es, básicamente, la obtención de cordones más resistentes, más dúctiles y menos sensibles a la corrosión que en el resto de procedimientos, ya que el gas protector impide el contacto entre la atmósfera y el baño de fusión. Además, dicho gas simplifica notablemente el soldeo de metales no ferrosos, por no requerir el empleo de desoxidantes, con las deformaciones o inclusiones de escoria que pueden implicar.

Otra ventaja de la soldadura por arco con protección gaseosa es la que permite obtener soldaduras limpias y uniformes debido a la escasez de humos y proyecciones; la movilidad del gas que rodea al arco transparente permite al soldador ver claramente lo que está haciendo en todo momento, lo que repercute favorablemente en la calidad de la

soldadura. El cordón obtenido es por tanto de un buen acabado superficial, que puede mejorarse con sencillas operaciones de acabado, lo que incide favorablemente en los costes de producción. Además, la deformación que se produce en las inmediaciones del cordón de soldadura es menor. Como inconvenientes está la necesidad de proporcionar un flujo continuo de gas, con la subsiguiente instalación de tuberías, bombonas, etc., y el encarecimiento que supone. Además, este método de soldadura requiere una mano de obra muy especializada, lo que también aumenta los costes. Por tanto, no es uno de los métodos más utilizados sino que se reserva para uniones con necesidades especiales de acabado superficial y precisión.

45. Soldadura por arco con electrodo recubierto

Este método resulta similar al anterior, con la salvedad de que en los dos tipos de soldadura por electrodo consumible protegido, MIG (*Metal Inert Gas*) y MAG (*Metal Active Gas*), es este electrodo el alimento del cordón de soldadura. El arco eléctrico está protegido, como en el caso anterior, por un flujo continuo de gas que garantiza una unión limpia y en buenas condiciones. En la soldadura MIG, como su nombre indica, el gas es inerte; no participa en modo alguno en la reacción de soldadura. Su función es proteger la zona crítica de la soldadura de oxidaciones e impurezas exteriores. Se emplean usualmente los mismos gases que en el caso de electrodo no consumible, argón, menos frecuentemente helio, y mezcla de ambos.

En la soldadura MAG, en cambio, el gas utilizado participa de forma activa en la soldadura. Su zona de influencia puede ser oxidante o reductora, ya se utilicen gases como el dióxido de carbono o el argón mezclado con oxígeno. El problema de usar CO₂ en la soldadura es que la unión resultante, debido al oxígeno liberado, resulta muy porosa. Además, sólo se puede usar para soldar acero, por lo que su uso queda restringido

a las ocasiones en las que es necesario soldar grandes cantidades de material y en las que la porosidad resultante no es un problema a tener en cuenta.

El punto común de los dos procedimientos es el empleo de un electrodo consumible continuo. Dicho electrodo, en forma de alambre, es a la vez el material a partir del cual se generará el cordón de soldadura, y llega hasta la zona de aplicación por el mismo camino que el gas o la alimentación. Dependiendo de cada caso, el ajuste de la velocidad del hilo conllevará un mayor o menor flujo de fundente en la zona a soldar. En general, en este proceso se trabaja con corriente continua (electrodo positivo, base negativa), y en raras ocasiones con corriente alterna. Las intensidades de corriente fluctúan entre 20 y 500 amperios con corriente continua y polaridad directa, 5 y 60 con polaridad inversa, y 40 y 300 amperios con corriente alterna.

El uso de los métodos de soldadura MIG y MAG es cada vez más frecuente en el sector industrial. En la actualidad, es uno de los métodos más utilizados en Europa occidental, Estados Unidos y Japón en soldaduras de fábrica. Ello se debe, entre otras cosas, a su elevada productividad y a la facilidad de automatización, lo que le ha valido abrirse un hueco en la industria automovilística. La flexibilidad es la característica más sobresaliente del método MIG / MAG, ya que permite soldar aceros de baja aleación, aceros inoxidables, aluminio y cobre, en espesores a partir de los 0,5 mm y en todas las posiciones. La protección por gas garantiza un cordón de soldadura continuo y uniforme, además de libre de impurezas y escorias. Además, la soldadura MIG / MAG es un método limpio y compatible con todas las medidas de protección para el medio ambiente. En contra, su mayor problema es la necesidad de aporte tanto de gas como de electrodo, lo que multiplica las posibilidades de fallo del aparato, además del lógico encarecimiento del proceso.

El proceso de soldadura por arco sumergido, también llamado proceso SAW (Submerged Arc Welding), tiene como detalle más característico el empleo de un flujo continuo de material protector en polvo o granulado, llamado flux. Esta sustancia protege el arco y el baño de fusión de la atmósfera, de tal forma que ambos permanecen invisibles durante la soldadura. Parte del flux funde, y con ello protege y estabiliza el arco, genera escoria que aísla el cordón, e incluso puede contribuir a la aleación. El resto del flux, no fundido, se recoge tras el paso del arco para su reutilización. Este proceso está totalmente automatizado y permite obtener grandes rendimientos.

El electrodo de soldadura SAW es consumible, con lo que no es necesaria aportación externa de fundente. Se comercializa en forma de hilo, macizo o hueco con el flux dentro (de forma que no se requiere un conducto de aporte sino sólo uno de recogida), de alrededor de 0,5 mm de espesor. El fundente, o mejor dicho, los fundentes, son mezclas de compuestos minerales varios (SiO_2 , CaO , MnO , etc...) con determinadas características de escorificación, viscosidad, etc. Obviamente, cada fabricante mantiene la composición y el proceso de obtención del flux en secreto, pero, en general, se clasifican en fundidos (se obtienen por fusión de los elementos), aglomerados (se cohesionan con aglomerantes; cerámicos, silicato potásico, etc.) y mezclados mecánicamente (simples mezclas de otros fundentes). Ya que el flux puede actuar como elemento fundente, la adición en él de polvo metálico optimiza bastante el proceso, mejora la tenacidad de la unión y evita un indeseable aumento del tamaño de grano en el metal base.

Dependiendo del equipo y del diámetro del hilo de electrodo, este proceso se trabaja con intensidades de hasta 1600 amperios, con corrientes continuas (electrodo positivo y base negativa) o alternas. Este proceso es bastante versátil; se usa, en general, para unir metales férreos y aleaciones, y para recubrir materiales contra la corrosión (overlay).

Además, permite la soldadura de piezas con poca separación entre ellas. El arco actúa bajo el flux, evitando salpicaduras y contaminación del cordón, y alimentándose, si es necesario, del propio flux, que además evita que el arco se desestabilice por corrientes de aire. La soldadura SAW puede aplicarse a gran velocidad en posiciones de sobremesa, para casi cualquier tipo de material y es altamente automatizable. El cordón obtenido en estos soldeos es sano y de buen aspecto visual.

Una característica del proceso SAW es la soldadura en tándem, mediante la cual se aplican dos electrodos a un mismo baño. Así se aumenta la calidad de la soldadura, ya que uno de los electrodos se encarga de la penetración y el volumen del cordón, mientras que el segundo maneja los parámetros de geometría y tamaño. En cambio, la mayor limitación de este proceso es que solo puede aplicarse en posiciones de sobremesa y cornisa, ya que de otra manera el flux se derramaría. Flux que ha de ser continuamente aportado, lo cual encarece el procedimiento y aumenta sus probabilidades de fallo (hay que alimentar tanto el rollo de electrodo como el flux); además, si se contamina por agentes externos, la calidad del cordón disminuye bastante.

A pesar que puede unir materiales poco separados, no es recomendable para unir espesores menores de 5mm. Este proceso tiene su mayor campo de aplicación en la fabricación de tuberías de acero en espiral y, en general, en la soldadura de casi cualquier tipo de aceros (especialmente los Según la NASD (Nacional Ag Safety Database), las medidas de seguridad necesarias para trabajar con soldadura con arco son las siguientes. Antes de empezar cualquier operación de soldadura de arco, se debe hacer una inspección completa del soldador y de la zona donde se va a usar.

Todos los objetos susceptibles de arder deben ser retirados del área de trabajo, y debe haber un extintor apropiado de PQS o de CO2 a la mano, no sin antes recordar que en

ocasiones puedes tener manguera de espuma mecánica. Los interruptores de las máquinas necesarias para el soldeo deben poderse desconectar rápida y fácilmente. La alimentación estará desconectada siempre que no se esté soldando, y contará con una toma de tierra. Los porta electrodos no deben usarse si tienen los cables sueltos y las tenazas o los aislantes dañados. La operación de soldadura deberá llevarse a cabo en un lugar bien ventilado pero sin corrientes de aire que perjudiquen la estabilidad del arco. El techo del lugar donde se suelde tendrá que ser alto o disponer de un sistema de ventilación adecuado.

Las naves o talleres grandes pueden tener corrientes no detectadas que deben bloquearse. La radiación de un arco eléctrico es enormemente perjudicial para la retina y puede producir cataratas, pérdida parcial de visión, o incluso ceguera. Los ojos y la cara del soldador deben estar protegidos con un casco de soldar homologado equipado con un visor filtrante de grado apropiado. La ropa apropiada para trabajar con soldadura por arco debe ser holgada y cómoda, resistente a la temperatura y al fuego. Debe estar en buenas condiciones, sin agujeros ni remiendos y limpia de grasas y aceites. Las camisas deben tener mangas largas, y los pantalones deben ser de bota larga, acompañados con zapatos o botas aislantes que cubran.

46. Soldadura por arco con protección gaseosa

Es la que utiliza un gas para proteger la fusión del aire de la atmósfera. Según la naturaleza del gas utilizado se distingue entre soldadura MIG, si utiliza gas inerte, y soldadura MAG, si utiliza un gas activo. Los gases inertes utilizados como protección suelen ser argón y helio; los gases activos suelen ser mezclas con dióxido de carbono. En ambos casos el electrodo, una varilla desnuda o recubierta con fundente, se funde para rellenar la unión.

Otro tipo de soldadura con protección gaseosa es la soldadura TIG, que utiliza un gas inerte para proteger los metales del oxígeno, como la MIG, pero se diferencia en que el electrodo no es fusible; se utiliza una varilla refractaria de volframio. El metal de aportación se puede suministrar acercando una varilla desnuda al electrodo.

47. Soldadura por arco con fundente en polvo

Este procedimiento, en vez de utilizar un gas o el recubrimiento fundente del electrodo para proteger la unión del aire, usa un baño de material fundente en polvo donde se sumergen las piezas a soldar. Se pueden emplear varios electrodos de alambre desnudo y el polvo sobrante se utiliza de nuevo, por lo que es un procedimiento muy eficaz.

48. Empaques

Los empaques son materiales compresibles instalados en luces estáticas que normalmente existen entre bordes paralelos o cilindros concéntricos. El sellado de un borde plano es afectado por cargas compresivas que se logran a través del apernado u otro medio mecánico. No se recomienda un empaque de cara completa porque el material fuera del área de apernado estaría desperdiciado. El simple empaque en “O” es más eficiente y económico.

Cuando los bordes son irregulares, los agujeros de los pernos pueden servir para localizar el empaque, en dado caso deberán colocarse en lóbulos con un borde de sellado completo y de la misma dimensión de sellado entre los agujeros del borde interno y el interior del empaque.

Las uniones metal-metal requieren una holgura cuyo volumen sea mayor a la del empaque. El empaque, ya sea de sección rectangular o redonda, se extiende sobre el borde lo suficiente para proporcionar un mínimo de compresión de sección transversal del 15% de la medida inicial.

El diseño de una unión con empaque requiere que la rigidez del borde resista la distorsión, el acabado de la superficie adecuada para el tipo de empaque y buena presión de sellado, y una carga correcta en el apertado. La carga debe asentar el empaque, lo que causa que el empaque pueda fluir y rellenar las irregularidades del borde.

49. Válvulas de disco

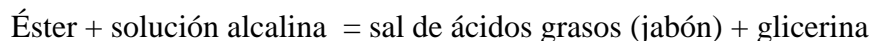
Las válvulas de disco son empaques especializados, diseñados para juntas que son separadas y unidas frecuentemente. Los discos para válvulas de globo se posicionen en un retenedor con un montaje de manivela, que asegura un asentamiento adecuado sin abrasión durante los ciclos de apertura y cerrado. Están hechos de caucho firme, caucho duro y fenólicos, o polímeros.

50. Saponificación

El método para la fabricación de jabón consta de varios tiempos u operaciones, mediante los cuales se obtiene el producto terminado. El proceso consta de la saponificación, el amasado de la masa jabonosa, donde se agregan colorantes, odorantes y aditivos al jabón, el proceso de secado, y el proceso de moldeado, donde se le da al jabón su forma y tamaño final.

La saponificación es la reacción química entre un éster, conformado por glicerina y ácidos grasos, y una base o álcali, que es una sal o hidróxido fuerte. En la reacción de saponificación, la sal reacciona con el éster, para separar la glicerina de los ácidos grasos, al mismo tiempo que se forman sales de ácidos grasos, que son el jabón.

La ecuación de la saponificación se muestra a continuación:



Los ácidos grasos se encuentran en prácticamente todos los aceites y grasas, en forma de ésteres, por lo que las propiedades de la materia prima utilizada con el jabón cambia permanentemente.

50.1 Proceso de saponificación: Para dar inicio al proceso de saponificación, se coloca el aceite o grasa en la paila, y la adición de calor se realiza por medio de un serpentín, a través del cual circula vapor, y por dos líneas vivas de vapor. A continuación, se calienta el aceite o se funde la grasa a 80°C. Seguidamente se agrega, poco a poco, la cantidad necesaria de álcali, en este caso soda cáustica, de acuerdo con el índice de saponificación de la grasa o aceite, para que se lleve a cabo la reacción.

La saponificación de la materia grasa debe hacerse con cierta rapidez, aunque regulada. La reacción es endotérmica y se verifica entre la grasa y la solución de soda cáustica en la interfase. Al mezclarse la grasa o el aceite con la soda cáustica, se produce el primer jabón, el cual emulsiona la grasa sin saponificar y expone así grandes superficies de este a la acción de la soda cáustica. Los ácidos grasos libres contenidos en los ésteres inician la reacción antes que los glicéridos, porque obran por simple neutralización. El jabón que se forma es el agente emulsionante necesario para principiar

la saponificación del aceite neutro. La saponificación avanza rápidamente cuando se ha formado cantidad de jabón suficiente para emulsionar toda la grasa. Siempre debe haber un exceso de soda cáustica. La soda cáustica y la grasa forman conjuntamente una emulsión. El proceso de saponificación dura alrededor de 4 horas. Incluso al final de la saponificación debe existir un pequeño exceso de soda cáustica.

Sin embargo, cuando la concentración de soda cáustica es demasiado elevada, se forman grumos de jabón, se “corta” la carga, y la saponificación no progresa adecuadamente. Si la concentración de soda cáustica es baja, se forma un jabón espeso y flaculento. Estos fenómenos también pueden ocurrir por falta de agitación, dada la gran capacidad de las pailas, lo cual dificulta la homogeneidad en concentración y temperatura de su contenido. Durante el proceso descrito se forma una masa gelatinosa, que contiene la sal sódica de los ácidos grasos, es decir, el jabón en solución coloidal. Esta masa se separa por saladura en el jabón propiamente dicho y la “lejía madre”. Para ello se agrega a la masa jabonosa una solución de sal común (NaCl) o soda cáustica, para que el jabón se separe y quede flotando sobre la solución acuosa. La soda cáustica, al actuar como electrolito, provoca que el jabón se insolubilice y se separe en la superficie de la lejía en forma sólida granulada. La lejía contiene el pequeño exceso de soda cáustica y, sobre todo, de glicerina. Esta lejía se recoge y se beneficia de ella la glicerina por separación de las impurezas mediante filtración y destilación de la glicerina en el vacío.

Debido a que el jabón es insoluble en la glicerina, se acumula en forma de grumos y asciende a la superficie, debido a que su densidad es menor. Esta precipitación del jabón se llama saladura o graneado del jabón. Manteniendo un grano blando en el jabón durante la saponificación se evita el espesamiento de la masa, con formación de nódulos duros que ocluyen grasas sin saponificar y que dificultan la producción de un jabón de buena

calidad. Después de varias horas, se extrae por la parte inferior de la paila la mezcla de glicerol y agua salada.

En este proceso suele agregarse a la materia grasa, jabón sucio, procedente de un proceso anterior. El contenido de jabón de este jabón sucio basta para promover la rápida emulsión y saponificación de la nueva carga. Si los aceites o grasas muy refinados que contienen poca cantidad de ácidos grasos libres o carecen de ellos, se vierten en una paila limpia, puede dificultarse iniciar el proceso de saponificación. A veces se agrega una pequeña cantidad de jabón para facilitar la reacción.

Para el proceso de cocción del jabón, la relación de lejía es muy importante, porque está íntimamente unida a la recuperación de la glicerina. La relación de lejía está definida como las libras de lejía consumida por libra de jabón limpio, de 63% del total de ácidos grasos. En algunas ocasiones se llama relación de lejía, a la relación entre la lejía consumida y la grasa saponificada. Generalmente se mantiene una relación baja para evitar el costo de evaporar gran cantidad de agua de las lejías glicéricas y el manejo de cantidades grandes de sal recuperada.

Debido a que en el proceso de cocción se producen grandes cantidades de espuma, no se llenan por completo las pailas, para evitar que la espuma rebose. Tras la neutralización completa de los ácidos, se sala el jabón de grano, se le deja enfriar y se prosigue su elaboración.

50.2 Tablas de saponificación: Para realizar un jabón perfectamente saponificado, se necesita conocer también una serie de tablas con parámetros y proporciones muy concretas de cada uno de los elementos que constituyen la reacción, así como su correcta formulación. El conjunto de dichas tablas necesarias para la elaborar

cualquier jabón con cualquier tipo de grasa o aceite, es lo que se conoce como tablas de saponificación.

Las tablas de saponificación recogen los índices de saponificación de cada tipo de grasa. Su aplicación más extendida en el campo de la jabonería, es para conocer la cantidad exacta de sosa, dependiendo del tipo de aceite que se vaya a utilizar, necesaria para que el jabón resultante esté completamente saponificado.

Tabla 5. Índice de saponificación

Aceite o grasa saponificable	Índice de saponificación
Aceite de oliva	0,134
Aceite de coco	0,190
Aceite de palma	0,141
Aceite de girasol	0,134
Aceite de ricino	0,128
Aceite de almendras	0,136
Aceite de soja	0,133
Aceite de aguacate	0,135
Aceite de maíz	0,136
Aceite de sésamo	0,133
Aceite de jojoba	0,069
Aceite de palmiste	0,156
Aceite de germen de trigo	0,132
Cera de abeja	0,069
Manteca de cacao	0,137
Manteca de karité	0,128

El índice de saponificación de una grasa se define como el número que indica la cantidad (en miligramos de hidróxido potásico) necesaria para saponificar por completo un gramo de esa grasa en concreto.

Sin embargo, cuando se trata de la elaboración de jabón tradicional, el álcali utilizado normalmente es la sosa (hidróxido sódico), por lo que es necesario transformar el índice de saponificación de cada grasa en otro tipo de índice alternativo, que esté expresado en peso de sosa. Para ello, basta con multiplicar el índice de saponificación de cada grasa concreta por la masa molar de la sosa (hidróxido sódico) y dividir entre la masa molar del hidróxido potásico.

La tabla mostrada a continuación, es la más utilizada en jabonería, y sus parámetros están basados en los valores medios de los índices de saponificación reales de cada grasa.

Para saber cuánta sosa se necesita para saponificar una cantidad de una grasa concreta, sólo hay que multiplicar dicha cantidad por el valor correspondiente que aparece en la tabla. Por ejemplo, para saponificar un kilogramo de aceite de coco, se necesitan 190g de sosa.

51. Jabón granulado

El jabón granulado es un jabón grumoso precipitado de la lejía acuosa por la adición de soda cáustica. Los jabones que poseen fórmulas de producción alternas requieren soluciones de electrolitos de distinta fuerza, para originar el mismo tipo de grano.

52. Jabón limpio

El jabón limpio es el producto terminado de la paila.

53. Jabón gomoso

Es una solución viscosa de jabón que se forma si el contenido soda cáustica está por debajo del nivel necesario. Este jabón es difícil de manejar por su alta viscosidad.

54. Jabón sucio o negro

Es una solución de color oscuro que contiene un pequeño porcentaje de jabón y que cae goteando de la masa de jabón. Su color varía entre el gris y el negro, según las impurezas que se sedimentan de la masa de jabón, mientras ésta permanece en el estado de grano blando, característico del acabado. Por lo general, el jabón sucio se une a la carga de una cocción subsiguiente, para acelerar el proceso de saponificación, y obtener un jabón de calidad igual o inferior.

55. Tanques de almacenamiento de grasas

En estos tanques se almacena la materia prima, la grasa a utilizar durante el proceso de saponificación. Estos tanques requieren de calentamiento por medio de serpentines, para mantener la grasa en estado líquido, para que pueda ser fácilmente bombeada a las pailas, en donde se realiza el proceso.

56. Pailas

Las pailas utilizadas en el proceso de saponificación varían en tamaño considerable, según las exigencias de la producción. Las pailas pueden ser de sección transversal, circular o cuadrada, pero generalmente se emplean tanques cilíndricos con fondo cónico, como es el caso de la fábrica La Popular. Existen dos tamaños principales de pailas donde se realiza el proceso de saponificación: las pailas pequeñas y las pailas grandes.

A veces, las pailas tienen tapa metálica que permite la ebullición con vapor de agua, al que se da salida por la techumbre del departamento de calderas. Esta ventilación evita la condensación del vapor y la formación de bruma en tiempo frío. En la planta fue posible observar que las pailas pequeñas no contaban con ninguna tapadera, y las pailas grandes contaban con tapaderas de acero inoxidable, pero sin ningún tipo de venteo.

El calor necesario para la cocción es suministrado por serpentines de vapor instalados en la parte cónica del fondo, tanto abiertos (líneas vivas de vapor) como cerrados (serpentín en el fondo). Cada paila tiene un tubo oscilante que permite extraer el jabón acabado situado encima de la capa de jabón sucio. Este último y la lejía son descargados por medio de la llave del fondo.

57. Tanques de aceite

En estos tanques se almacena la materia prima, el aceite a utilizar durante el proceso de saponificación. Estos tanques requieren de calentamiento por medio de serpentines, para mantener el aceite con baja viscosidad, para que pueda ser fácilmente bombeado a las pailas, en donde se realiza el proceso.

Estos tanques son más pequeños que los tanques almacenadores de grasa, y no requieren de tanto calentamiento debido a que los aceites poseen un punto de fusión más bajo que la grasa. Además, son pequeños debido a que los aceites son más caros que las grasas, y se utilizan para la fabricación de jabones más finos.

58. Separadores estáticos

En el interior de los separadores estáticos, un disco gira a una velocidad tal, que eleva por capilaridad el líquido de mayor viscosidad. Luego, una rasqueta lo separa del disco y lo envía a un canal de recogida, desde donde sale por gravedad o a través de una bomba.

La implantación más común de los separadores estáticos es la separación de aceites y grasas del agua. La diferencia del nivel del agua puede llegar a ser de 250 mm. La extracción se realiza en continuo, y no es necesario controlar la cantidad de aceite que queda en el agua.

Asimismo la salida de aceite se realiza por gravedad, a través del tabique de sujeción, o bien por mediación de bomba. Como complemento del separador estático y móvil en altura, existe en cuanto a variante la aplicación flotante, teniendo como principal destino y ventaja, el poder ser instalado en balsas o recintos cuyo nivel sufra variaciones importantes. La salida del aceite recogido desde el separador flotante hasta el exterior debe realizarse por mediación de bomba.

59. Mezclado

El proceso de mezclado consiste en transportar la masa jabonosa proveniente de las pailas, hacia una serie de mezcladoras, en donde se le agregan esta masa colorantes, perfumes, medicinas u otros ingredientes, dependiendo del uso que se le quiera dar, para darle al producto sus características individuales.

El amasado del jabón tiene por objeto que el jabón alcance una textura homogénea, sin gránulos. Es en esta etapa donde el jabón proveniente de las pailas es dirigido a los crutchers. Los crutchers son mezcladoras, en donde se añaden al jabón el colorante, perfume y distintas resinas, destinadas a favorecer la formación de espuma persistente.

En esta etapa, el papel del vapor es únicamente mantener una temperatura constante en las camisas de los crutchers, para que el jabón permanezca líquido y pueda ser fácilmente homogeneizado, antes de ser transportado a la etapa de secado.

60. Crutchers

El calentamiento en los mezcladores (o crutchers) de jabón se utiliza únicamente para acelerar la reacción de la mezcla. Después de cargar el jabón proveniente de las pailas, se calienta la masa jabonosa a 54°C, por medio del enchaquetado de la mezcladora, alimentado con vapor. Puesto que la reacción del jabón en esta etapa es exotérmica, al llegar a esta temperatura se suspende el calentamiento de la chaqueta.

Ente los componentes de las mezcladoras se encuentran:

60.1 Dosificador de colorante: el colorante es una solución que le da al jabón el color deseado, para que sea atractivo a los consumidores. La solución del colorante contiene 55% de color y 45% de silicato. El colorante, en conjunción con el silicato y el 1 % de la carga base, conforman los insolubles del producto final.

60.2 Dosificador de silicato: el silicato es un aditivo que mejora las propiedades limpiantes del jabón. El colorante y el silicato se mezclan a la salida de la bomba y mezclan con la masa jabonosa.

Además, se agrega una serie de materias primas auxiliares que mejoran las características físicas y la calidad del jabón. Generalmente, se agrega 1 % de colorante y 5% de silicatos, con base al peso de la masa entera a tratar.

Los mezcladores de jabón provocan la reacción de la mezcla y ayudan a homogeneizarla. El calentamiento en la camisa del mezclador es de tipo Baño de María, en la cual se calienta el agua por medio de la inyección de vapor.

La temperatura dentro del mezclador es indicada por medio de un termómetro, y el suministro de vapor puede ser manual o automático, por medio de un pirómetro y una electroválvula.

61. Secado

Luego de la adición de las materias primas auxiliares o insumos, la masa húmeda pasa al equipo atomizador, en donde el sistema de vacío permite disminuir la humedad desde un 33 o 34 % hasta un 29 %. Las partículas separadas se secan rápidamente gracias a la acción del vacío. El jabón ingresa a la cámara con una temperatura de 42°C, y pasa a la siguiente etapa de compresión.

62. Moldeado

Las partículas de jabón pasan al sistema de compresión, en donde se homogeniza y compacta para formar un barra circular larga de jabón. La masa ingresa al equipo a 42° C, y sale a 35° C. En esta sección se considera que el 1% de viruta de jabón queda adherido al equipo.

El sistema de Compresoras homogeniza la masa de jabón con el colorante y le proporciona el compactamiento necesario para formar la barra. Cada una de estas

compresoras está formada por dos tornillos sinfín, y enfriada mediante un encamizado por el sistema de frigo.

La barra o tira larga de jabón pasa a la máquina cortadora que corta cada barra de jabón para darle el tamaño adecuado. Para tal fin, La barra pasa a través de una cortadora neumática, que proporciona un corte constante y uniforme. A partir de este punto, la banda transportadora se divide en dos líneas, cada una de las cuales pasa a través de una troqueladora, y es envuelto manualmente por un equipo de técnicos capacitados.

63. Tubería trazadora (tracing)

La tubería trazadora o tracing es una tubería de cobre enrollada a la tubería de transporte de jabón o grasa, a través de la cual circula vapor proveniente de las calderas. El fin de la tubería trazadora es de mantener la pasta de jabón a una temperatura promedio de 150°F, para evitar que ésta se enfríe y se vuelva más viscosa.

Cuando hay una disminución en la temperatura, la viscosidad aumenta, y se forman capas de masa jabonosa en las paredes de la tubería, las cuales actúan como aislante, y se dificulta aún más la transferencia de calor de la tubería trazadora al interior, y la pasta jabonosa se enfría aún más. Al existir una disminución adicional de la temperatura, se incrementa la viscosidad y se forman más capas de masa jabonosa, se obstruyen las tuberías e impidiendo el flujo de la pasta a la siguiente etapa del proceso de elaboración de jabón. Con la tubería trazadora se evita este problema, ya que ésta mantiene constante la temperatura interior de la masa jabonosa transportada.

64. Agitación mecánica de líquidos en una sola fase

La agitación mecánica de un líquido se efectúa generalmente por un aparato giratorio, y es adecuada para dispersar sólidos, líquidos o gases en líquidos, y se utiliza ampliamente para muchas de las operaciones de transferencia de calor y masa. Los agitadores pueden producir intensidades de turbulencia muy elevadas. Dichas intensidades producen buenos coeficientes de transferencia de calor y masa, y además son necesarios para obtener una dispersión efectiva de líquidos y gases. Velocidades elevadas pueden obtenerse con facilidad. En un inicio es útil conocer las características de los tanques, cuando se utilizan para agitar líquidos con una sola fase, como en el caso de las pailas, para mezclar. Éstas son cilindros verticales.

65. Impulsores

Generalmente, los impulsores están montados sobre un eje movido por un motor y arreglado en forma axial. En los impulsores de menor tamaño, el impulsor y el eje pueden entrar en el tanque formando un ángulo con el eje del tanque.

66. Tipos de impulsores

66.1 Propulsores de tipo marino: Estos impulsores se muestran en la Figura 23 en el renglón a. Se diseñan para operar a una velocidad relativamente elevada, particularmente en líquidos con baja viscosidad, y son especialmente útiles por su gran capacidad para la circulación del líquido. La relación entre el diámetro del impulsor y el diámetro del tanque, d_i/T , se establece en 1:5 o menos. El líquido fluye de forma axial, y el propulsor se instala de tal manera que se produce un flujo descendente vertical, hacia el fondo del tanque. El cabeceo se refiere a la relación entre el diámetro del propulsor, y la distancia que avanza por revolución un propulsor libre que opera sin deslizamiento. Estos propulsores se utilizan más

frecuentemente para operaciones de mezclado de líquidos, que para operaciones de transferencia de masa.

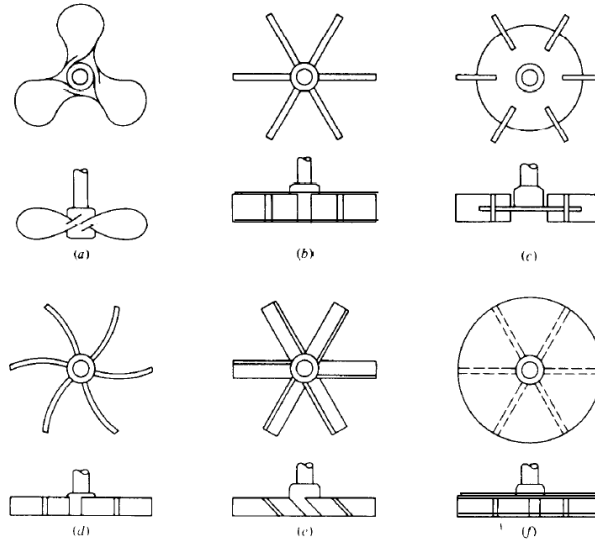
66.2 Turbinas de diseño de hojas planas: Figura 23 en el renglón b y c. Se utilizan frecuentemente para diversas operaciones de transferencia de masa. Usualmente operan con velocidades periféricas de orden de 450 a 850fpm, de acuerdo con la aplicación requerida.

66.3 Turbinas con diseño de hoja curva: Figura 23 en el renglón d. son útiles para la suspensión de pulpas frágiles, cristales y similares.

66.4 Turbinas de hoja sumergida: Figura 23 en el renglón e. Son útiles para mezcla de líquidos.

66.5 Impulsores cubiertos: Figura 23 en el renglón f. Son utilizados escasamente para el contacto de gas-líquido. El flujo del líquido desde el impulsor es radial, excepto en el caso del diseño de hoja sumergida, en el cual es axial.

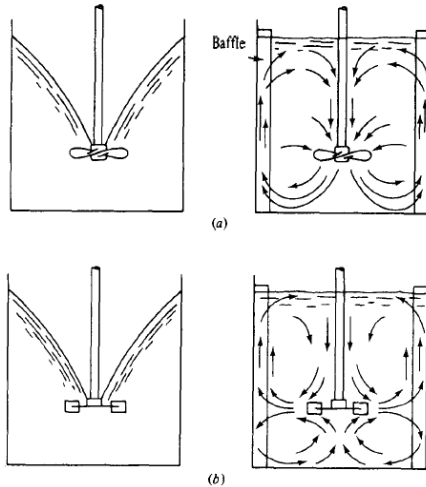
Figura 23. Tipos de turbinas



67. Formación y prevención de vórtices

Los patrones típicos de flujos para líquidos newtonianos en una sola fase, con viscosidad moderada, se muestran en la figura “Vorticidad con y sin mamparas”. En el caso del impulsor localizado en forma axial que opera a bajas velocidades en un tanque abierto, con una superficie gas-líquido, la superficie líquida está nivelada y el líquido circula alrededor del eje. Cuando la velocidad del impulsor se incrementa para producir condiciones de turbulencia, también se incrementa la potencia requerida para que gire el impulsor. Por lo tanto, se empieza a formar un vórtice alrededor del eje. A medida que la velocidad del impulsor se incrementa, el vórtice finalmente alcanza al impulsor, como se muestra en la figura “Vorticidad con y sin mamparas”. El arrastre del gas dentro del líquido es indeseable. Se arrastra aire hasta el líquido, y el impulsor opera parcialmente en el aire, por lo que es necesario disminuir la potencia aplicada al impulsor.

Figura 24. Vorticidad con y sin mamparas



La formación de vórtices puede prevenirse de varias maneras:

Operar el impulsor únicamente en el rango laminar para el impulsor Re de 10 a 20. En general, es prácticamente lento para fines de transferencia de masa, por lo que no es una solución aplicable al caso de la saponificación.

67.1 Localización del impulsor fuera del centro: sobre un eje que entra en el tanque, el impulsor forma un ángulo con respecto al eje del tanque. Se utiliza con poca frecuencia en instalaciones permanentes, y por lo común se utiliza en sistemas a pequeña escala, con impulsores en los que la guía del agitador está unido al borde del tanque.

67.2 Instalación de mamparas: este es el método más utilizado para la prevención de vórtices. Las mamparas estándar consisten en cuatro tiras planas, verticales, arregladas en forma radial a intervalos de 90° alrededor de la pared del tanque, que se extienden en la profundidad total del líquido. El espesor estándar de la

mampara es de $T/12$ ó $T/10$. En algunas ocasiones, las mamparas se colocan en un claro desde la pared del tanque de aproximadamente $1/6$ del espesor de la mampara, para eliminar bolsas estancadas en las cuales se acumulen los líquidos. La condición de turbulencia completa con mampara toma lugar para tanques a cuyo impulsor le corresponden números de Reynolds mayores a 10,000. La presencia de mamparas reduce los remolinos y aumenta las corrientes verticales del líquido en el tanque, promoviendo la mezcla de los líquidos y la razón de transferencia de calor. Asimismo, aumentan la potencia requerida para mover el impulsor, debido a pérdidas adicionales.

V. ANTECEDENTES

Se recopilan datos cualitativos de la condición de la red de vapor. El condensado no se recupera en la planta debido a los siguientes motivos:

El condensado en el departamento de Lavandería está contaminado con sebo y jabón debido a fugas en la tubería de intercambiadores de calor, compresoras y tanques de cocido.

- El condensado en el departamento de Sulfonación no se recupera por estar contaminado con ácido sulfúrico debido a fugas en equipos de la planta 1000 y 2000.
- El condensado se acumula en el departamento de Sulfonación y Lavandería a una razón más rápida de la que se puede descargar a los desagües si dichos departamentos de producción operan a carga plena.

El condensado contaminado no es útil porque daña las calderas si se utiliza como agua de alimentación. Los sólidos en el agua de retorno se adhieren a los tubos de las calderas y entorpecen la transferencia de calor. El ácido sulfúrico causa fragilidad caústica en la tubería y conduce a fugas, pérdidas de presión y mayor contaminación del agua de retorno.

La descarga del condensado al ambiente representa un impacto ambiental ya que se descarga condensado a altas temperaturas y contaminado con ácido sulfúrico.

El costo económico del condensado es considerable ya que el condensado ya ha sido tratado con agentes anticorrosivos, ha pasado por un tratamiento de desilización, suavización y tiene un valor energético alto que no se utiliza.

No existe un instructivo de trabajo que indique al personal de mantenimiento el método de instalación correcta de una trampa de vapor. No se han considerado las recomendaciones del fabricante para una instalación exitosa de una trampa de vapor (se instalan muy lejos del equipo y/o se instalan en una orientación inadecuada). Los operadores de los equipos no tienen capacitación en las buenas prácticas en el uso del vapor.

No se tiene una cultura de ahorro en la planta de manufactura, los proyectos de insulación de tubería para evitar disipaciones térmicas no son prioritarios.

En la planta se tiene un distribuidor principal y no se posee distribuidor por cada área. El distribuidor principal recibe el vapor proveniente de 5 calderas (3,100 BHP @ 150 PSI) y de ahí se distribuye el vapor a las diferentes áreas de consumo, actualmente se tiene de 8 in de diámetro. No tiene bolsillos de condensado ni trampas adecuadas. El distribuidor de vapor envía los condensados al drenaje y tampoco se tienen eliminadores de aire.

El diseño de las líneas de vapor demuestra lo poco versátil y funcional que es el diseño actual, partiendo del hecho que se encuentran instaladas seis líneas independientes subdimensionadas sin considerar expansión térmica de tubería ni drenaje de condensados que entran a lavandería. En una de estas líneas (línea 4) se tiene el problema que alimenta varios procesos sin restricción para alimentarlos independientemente, por lo tanto al alimentar el proceso necesitado se alimentan todos aunque en el debido momento no todos sean útiles.

Las dimensiones del tanque de alimentación principal de agua a calderas son de 4.40*2.4*0.94m. En él se almacena agua a una temperatura de aproximadamente 30°C.

El agua dentro del tanque era calentada por un serpentín, utilizando vapor extraído de las calderas. Este vapor tiene un alto valor energético.

Este volumen total del agua del tanque no era suficiente. El volumen del tanque al inicio era de 8.7 m³ de agua. Cuando la planta trabaja a plena carga, y todas las calderas trabajaban juntas, el caudal de agua no era suficiente. Esto creó en el pasado que una de las calderas se quedara sin suficiente agua, provocando que, debido a la expansión térmica debido al calor, los tubos de la caldera se expandieran tanto que se fracturaron.

Cuando se estaba trabajando en la planta a altas cargas, no necesariamente a plena carga, el agua de alimentación del tanque no se lograba calentar prácticamente nada. Esto se debe a que el agua pasaba muy poco tiempo en el tanque de alimentación, y el serpentín no lograba calentar el agua. Esto hacía que el serpentín fuera, muchas veces, inútil.

El tanque no contaba con aislamiento. Esto hace que se pierda mucho calor a través de la radiación y la conducción térmica. Esto se traduce a un alto consumo de vapor, lo que implica utilizar más energía para poder producir este vapor. Otra falla importante que se hizo evidente fue la fuga de vapor por las juntas de lámina que cierran el tanque.

La altura inicial del tanque de alimentación era de tres metros, sobre el nivel de entrada de la alimentación de las bombas de las calderas. Esto era suficiente, ya que la temperatura del agua entrando a las bombas no era tan alta como para poder provocar cavitación.

La distribución del agua se realizaba utilizando una tubería individual por cada bomba. Esto provocaba que del tanque primario de alimentación salieran siete tuberías. Esto provoca un gran desorden. Esto no cumple con unas buenas prácticas. Para poder cerrar las válvulas de todas las bombas, era un proceso que tomaba bastante tiempo, ya que

había que caminar para poder llegar a cada válvula, ya que, como se dijo anteriormente, no estaban dispuestas en un distribuidor.

Existen siete bombas, las cuales alimentan a cinco calderas. Estas calderas funcionan a una presión de 150psig. La capacidad instalada en conjunto es de 3100bhp. Existen dos calderas de cascabillo y tres de búnker. Las de cascabillo son la uno y la dos. Las de cascabillo son las seis, siete y ocho. La capacidad de las calderas de cascabillo son de 600 hp y 400 hp, respectivamente. La capacidad de las de búnker son de 500 hp para la caldera seis, y 800 hp para la siete y 800 hp para la caldera ocho.

VI. DELIMITACIÓN DEL TEMA

Existen variables en el estudio que no se pueden medir ni cuantificar con exactitud como:

- Costo del deterioro de una tubería de vapor causado por una trampa que falla cerrada.
- Costo del impacto ambiental por la descarga de condensados en los drenajes.
- Costo del golpe de ariete.
- Eficiencia de la caldera siendo alimentada con agua de retorno contaminada, ya que no se permite realizar el experimento por razones obvias.
- Flujos de fluidos y de vapor ya que no hay medidores de flujo en la planta, se utilizan los datos teóricos en operación estable.

Hay compromisos de diseño en la los elementos de la red de vapor:

- La ubicación de válvulas y bypass debe ser en un lugar cómodo para los operadores.
- Se sacrifica eficiencia en el diseño de la red de tubería ya que se debe se adecuar a otras necesidades de la planta (evitar obstrucciones en caminos peatonales y la carretera).

VII. DISEÑO

1. *Tanque principal de agua de alimentación*

1.1. Diseño del tanque principal de agua de alimentación: El diseño del tanque principal de agua de alimentación tiene que cumplir todas las necesidades de la planta. Tiene que tener una capacidad suficiente para que la planta pueda trabajar a plena carga sin dejar nunca una caldera sin agua. El agua va a ser calentada dentro del mismo, por lo que se debe diseñar para que las bombas no caviten, estando el agua a una temperatura mayor. Se debe tener en cuenta también que el agua que entra al tanque, proviene de los desilizadores. Esta agua es bombeada por una tubería y existe además una diferencia de altura de 3.4 metros.

Para obtener los datos requeridos para el diseño del tanque de alimentación se realizaron varias visitas a la planta de manufactura de jabones en Escuintla. Se pudo ver que las bombas que se utilizan en esta planta son las Hidromac K6T.

Se obtuvo información, también, gracias al conocimiento de la planta de los ingenieros encargados de cada área. Fueron realizadas asimismo las mediciones pertinentes para poder saber los cambios de altura que existían dentro de las diferentes partes de la planta. Mucha información acerca de la maquinaria con la que se trabaja en esta planta fue proporcionada a nosotros por personal calificado de la planta.

Las herramientas utilizadas para el diseño de este nuevo tanque fueron muchas y muy variadas. Se utilizó el programa AutoCad e Inventor para poder diseñar de la forma más eficiente el nuevo tanque.

El diseño de la estructura del tanque se dividió en dos partes principalmente. La primera fue el diseño realizado por el autor de este trabajo. Luego este trabajo fue delegado a una empresa privada subcontratada. Esta empresa diseñó la estructura y

construyó el tanque. Los parámetros a seguir por esta empresa fueron los impuestos por el diseño original.

Se diseñó también el sistema para mantener el tanque a la temperatura indicada. Se decidió mantener la temperatura a 80°C. Con este dato fue posible calcular la altura necesaria para que no exista cavitación en las bombas.

La forma del tanque es una forma cilíndrica con dos tapaderas cónicas. Se decidió de esta forma, ya que es la forma más fácil y efectiva para la manufactura del mismo. Se decidió utilizar conos para que el agua no se empozara. El cono superior sirve para que el agua no se empoce cuando llueve, y el cono inferior sirve para que el tanque se pueda drenar completamente.

Tabla 6. Medidas del nuevo tanque principal de agua de alimentación

Descripción	Medida
Diámetro	2.63 m
Alto	8 ft
Altura cono superior	0.3 m
Altura cono inferior	0.5 m

El diámetro y la altura fueron calculados para minimizar el material a utilizar. La capacidad de este nuevo tanque es de aproximadamente 14 metros cúbicos.

La capacidad instalada de las calderas es de 3100bhp. Para saber el flujo másico de vapor producido se calcula con la siguiente ecuación.

$$m_{ds \text{ vapor}} = bhp * 34.2$$

$$m_{ds \text{ vapor}} = 3100 \text{ bhp} * 34.2$$

$$m_{ds \text{ vapor}} = 106020 \text{ lb/h}$$

Como se puede ver, se produce un flujo másico de vapor de aproximadamente de 106000 libras de vapor por hora. Para calcular el agua necesaria para poder satisfacer la producción del vapor se utiliza la siguiente ecuación.

$$\dot{v}_{de\ agua} = \dot{m}_{de\ vapor} / 500$$

$$\dot{v}_{de\ agua} = 106020 / 500$$

$$\dot{v}_{de\ agua} = 212.04\ gpm$$

Una producción de vapor de 106000 libras de vapor por hora es necesario de 212 galones por minuto de agua de alimentación. Se aproxima por comodidad y seguridad hasta 250 galones por minuto.

Es necesario calcular el flujo másico de entrada del tanque principal de agua de alimentación. Para el cálculo se utiliza el dato de que la bomba del desilizador funciona a un 85% de su capacidad máxima de caudal. Como sabemos es una bomba HydroMac K6t. Al revisar la curva de de esta bomba, se puede ver que, al estar funcionando la bomba a un 85% de su capacidad máxima de caudal, se tiene un caudal de 112 gpm.

Como sabemos, la densidad del agua depende de la temperatura a la que se encuentre. Por lo tanto, la densidad del agua no es la misma cuando entra al tanque, que cuando sale del tanque. Las temperaturas del agua son de 30°C cuando entra al tanque y de 80°C cuando sale del mismo. Ya que hemos estado trabajando todo en unidades inglesas, se hace la conversión y se tiene que la temperatura de entrada del tanque es de 85°F y de 176°F cuando sale del mismo. La densidad a 85°F es de 62.17lbm/ft³ y cuando el agua está a 176°F la densidad del agua es de 60.7lbm/ft³. Con estos datos es posible calcular el flujo másico del agua

$$\dot{m} = \rho * \dot{v}$$

Con esta ecuación es posible calcular los flujos másicos de entrada y los de salida.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{entrada} &= 62.17 * 14.7 \\ \dot{m}_{entrada} &= 913.899 \text{ lb/min} \end{aligned}$$

El flujo másico de entrada de agua es de 914 libras por minuto.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{salida} &= 60.7 * 33.42 \\ \dot{m}_{salida} &= 2028.594 \text{ lb/min} \end{aligned}$$

El flujo másico de salida de agua es de 2029 libras por minuto. Como se puede ver, el flujo másico de salida es mayor que el flujo másico de entrada. Esto implica que el agua en el tanque bajará de nivel, cuando la planta este funcionando a carga plena. Debido a que existe la posibilidad de que el tanque se vacíe, se calcula la tasa a la que el tanque principal de agua de alimentación se vacía.

$$\Delta h_{tanque} = \frac{\dot{m}_{in} - \dot{m}_{out}}{A * \rho}$$

El área del tanque se calcula en la parte cilíndrica del tanque, ya que es en este volumen donde se encuentra el mayor porcentaje de volumen de agua almacenado.

$$\begin{aligned} A &= r^2 * \pi \\ A &= 4.35^2 * \pi \\ A &= 58.475 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

Ya conociendo el área del tanque, es posible utilizar la ecuación 4, para poder saber cómo cambiará la altura del agua en el tanque principal de alimentación. Se utiliza la

densidad del agua a 80°C, ya que se asume que la mayor parte del agua dentro del tanque está a una temperatura cercana a los 80°C.

$$\Delta h_{\text{tanque}} = \frac{913.899 - 2028.594}{58.475 * 60.7}$$

$$\Delta h_{\text{tanque}} = -0.314 \text{ ft/min}$$

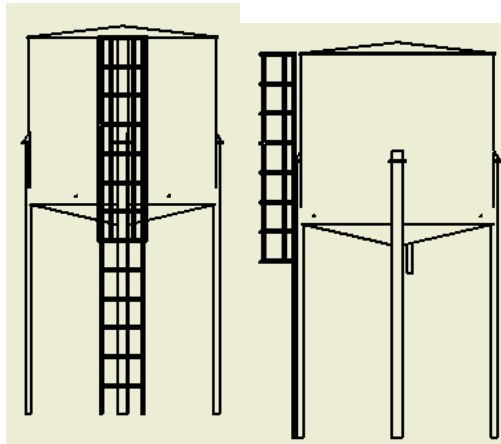
Se puede ver que el tanque va a disminuir su nivel a un ritmo muy bajo.

Como se puede ver, la disminución de altura en el tanque será de 0.314 pies por minuto, cuando todas las calderas estén funcionando al mismo tiempo a plena carga. Ya que éste es el peor de los casos se puede ver que el volumen de agua del tanque es suficiente para que las calderas no se queden sin agua. El tiempo máximo que pasan trabajando todas las calderas y sus bombas al mismo tiempo no sobre pasa de un minuto. Por lo que se puede ver, el tanque sí satisface la necesidad de agua actual.

Se sugirió a la planta de manufactura de jabón el diseño de un tanque con las medidas descritas en la Tabla 6. El tanque tiene un peso estimado de 36500 libras lleno. La altura a la que se debe elevar el tanque se describe después en este trabajo.

El diseño inicial propuesto a la planta de manufactura de jabón fue el siguiente

Figura 25. Diseño inicial del tanque principal de agua de alimentación



Se había escogido este diseño por su sencillez. Las patas estaban diseñadas como vigas con perfil I, para evitar de esta forma el pandeo. Como es un tanque sellado se tiene la partes superior una tubería de rebalse, por si el nivel llegaba a subir demasiado. Además tenía una escotilla o “man hole” por donde se podía entrar al tanque para darle mantenimiento. La salida al distribuidor de agua hacia las calderas era por debajo.

También se tenía otra tubería abajo, para poder drenar el tanque cuando fuera necesario. La entrada de agua de alimentación se hacía por la parte superior del tanque, en forma tangencial.

El diseño del tanque fue tomado de esta propuesta. El diseño estructural fue realizado por una empresa privada, la cual fue subcontratada. Se le pidió a esta empresa que se cumpliera con las medidas antes estipuladas. Se modificó la entrada del agua a una altura más baja.

Figura 26. Diseño final del tanque principal de agua de alimentación



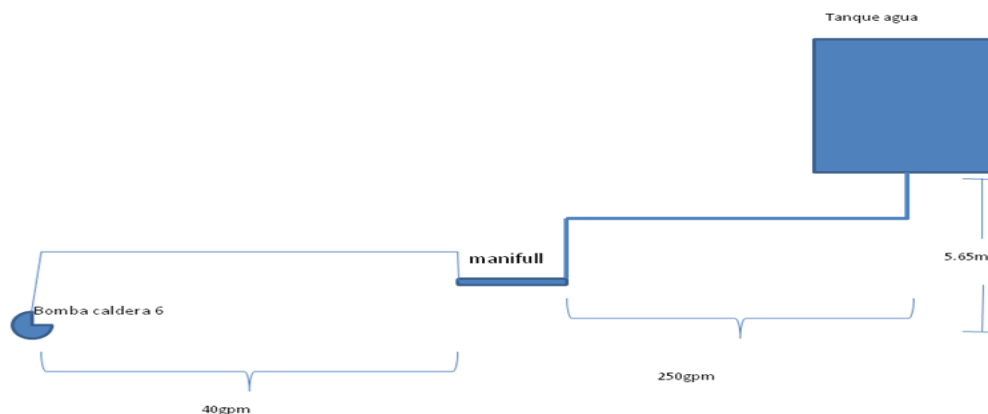
El nuevo tanque fue construido en un montículo con una elevación de 2.65m sobre el nivel en donde se encuentra la entrada de las bombas de las calderas. Esto da una ventaja en la elevación, que crea una cabeza, lo que evita que las bombas de las calderas caviten, aún cuando se tenga una elevación de la temperatura del agua de más de 30 grados centígrados.

La entrada del agua de alimentación se encuentra a una altura de 1.20 metros sobre la altura de la parte más baja de la parte cilíndrica del tanque. A la altura de la parte más baja del tanque se construyó una plataforma en donde los operarios pueden trabajar en el tanque. La entrada del agua está a esta altura. La válvula de globo está instalada a esta altura para facilitar la apertura y cierre del mismo por cualquier operario. La altura la comodidad del trabajador a la hora de operar la válvula. Esta válvula debe ser fácilmente alcanzable para el operario cuando sea necesario abrir o cerrar la misma.

Para el cálculo de la altura del tanque principal de agua de alimentación se toma la bomba más alejada del tanque. Se escoge la bomba más alejada, ya que es ésta la que va a presentar más pérdidas de presión debido a la fricción. La altura de la salida de agua del tanque respecto a la entrada de agua de la bomba es de 5.65 metros. Utilizando las tablas del libro HookUp de SpiraxSarco se calcula si la altura del tanque es suficiente para que las bombas no caviten, aún cuando la temperatura del agua este a 80°C.

El caudal que se tiene a la salida del tanque de alimentación es de 250gpm. Este caudal llega hasta el distribuidor, en donde el caudal se divide a cada bomba. El caudal máximo de la bomba es de 40gpm. Para poder encontrar la tubería óptima, es posible variar los diámetros de las tuberías, lo cual afecta la fricción del agua. Se debe tomar en consideración los accesorios que tiene la tubería, ya que causan una pérdida de cabeza.

Figura 27. Diagrama de tubería para pérdida de cabeza



La Figura 27 sirve para tener una idea de cómo es el recorrido de la tubería desde que sale del tanque principal de alimentación, hasta llegar a las bombas. Para calcular la NPSH disponible se utiliza la siguiente ecuación

$$NPSH = \frac{(P_1 - P_v)}{\rho} + h - h_f$$

En donde h es la cabeza del agua y h_f son las pérdidas de cabeza dadas por la fricción dentro de la tubería.

Las pérdidas de cabeza son creadas tanto por la fricción del fluido dentro de la tubería así como también por las pérdidas creadas por los accesorios que tiene la tubería.

Tabla 7. Lista de accesorios de la tubería desde el tanque principal al distribuidor de agua

Accesorios	Cantidad
Codos	4
Uniones universales	3
Válvulas de bola	2
Acople	3
Entrada	1
Salida	1

Tabla 8. Lista de accesorios de la tubería desde el distribuidor de agua hasta las bombas

Accesorios	Cantidad
Codos	9
Uniones universales	6
válvulas bola	3
Acople	4
Tee	7
Entrada	1
Salida	1

La longitud del primer tramo de tubería es de 26.21 metros lineales. La longitud del segundo tramo de tubería es de 70.65 metros.

Se pueden crear muchas combinaciones, pero se limitó las opciones a 2 tuberías por segmento. El primer segmento, llamado A-B, el cual va desde el tanque de alimentación hasta el distribuidor se tenían las opciones de 3 y 4 pulgadas respectivamente. En el segundo segmento, llamado B-C, se tenían las opciones de 2.5 y 2 pulgadas.

Tabla 9. Longitudes equivalentes por accesorios en el primer tramo de tubería

	Longitudes equivalentes en metros
3 in	8.281416
4 in	9.61644

Tabla 10. Longitudes equivalentes por accesorios en el segundo tramo de la tubería

	Longitudes equivalentes en metros
2 in	46.7868
2.5 in	53.12664

Tabla 11. Pérdidas de cabeza total por fricción

Pérdidas por fricción total	ft
3" y 2"	31.01192487
4" y 2"	18.45653333
4" y 2.5"	8.889926831
3 y 2.5	21.44531837

Al utilizar la ecuación 6 se puede encontrar la cabeza (NPSH) disponible a la entrada de la bomba.

Tabla 12. Cabeza disponible a la entrada de la bomba

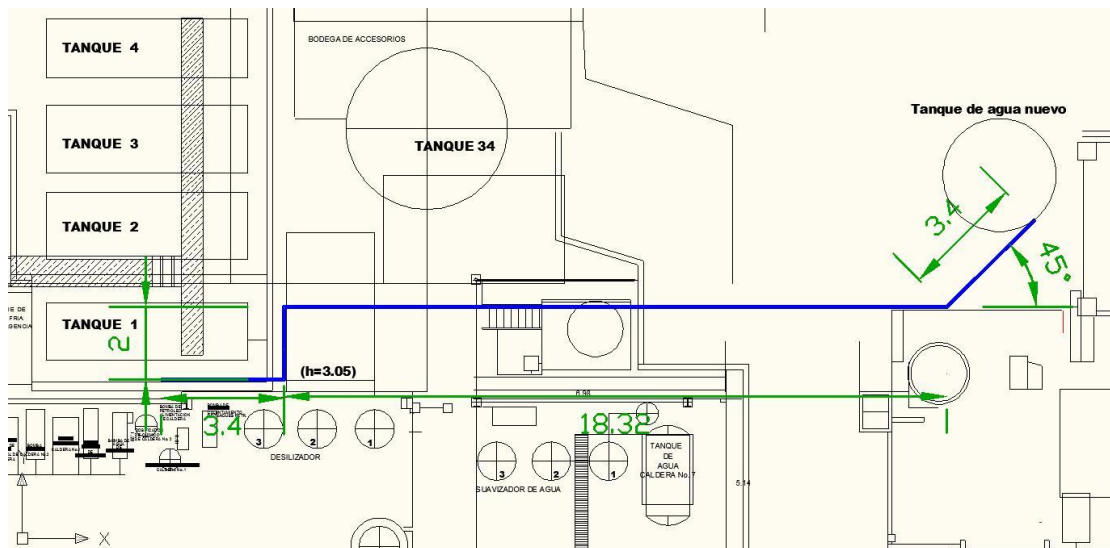
	NPSH disponible en pies
3 in y 2 in	6.447224368
3 in y 2.5 in	16.01383087
4 in y 2 in	19.0026159
4 in y 2.5 in	28.56922241

Se decidió utilizar una combinación de tuberías de cuatro pulgadas para la sección A-B y de dos pulgadas y media para la sección B-C, ya que esta combinación de tuberías daba una altura de cabeza suficiente para que las bombas no cavitaran, y se tenían menos pérdidas que con las otras combinaciones.

Se debe tener en cuenta también la bomba que lleva el agua desde el desilizador hacia el tanque principal de alimentación. Existe una diferencia de altura de 3.4 metros desde la

salida de la bomba hasta la entrada del tanque de alimentación. La presión de salida de la bomba del desilizador es de 25 psi.

Figura 28. Diagrama de tubería desde desilizador al tanque principal de agua de alimentación



Utilizando la ecuación

$$\Delta P = \rho * g * h$$

Es posible encontrar la cabeza de agua de la bomba.

$$h = \frac{\Delta P}{\rho * g}$$

$$h = 17.57 \text{ m}$$

La altura del agua es de es de 17.5 metros. Las pérdidas en la tubería son 2 codos a 90 grados, uno a 45 grados y una válvula de globo para el cierre de la alimentación de agua al tanque.

Tabla 13. Longitud equivalente de accesorios en tubería de desilizador

Descripción	ft
codo a 90 grados	3.6
codo a 45 grados	2
válvula de globo	2.7

La longitud total equivalente por las pérdidas por accesorio es de 11.9 pies. La longitud total de la tubería que va desde el desilizador al tanque de agua es, por lo tanto, 11.9 pies más la longitud de la tubería. Esto nos da como resultado 37.62 pies.

La cabeza que la bomba del desilizador debe tener es la altura del tanque mas la pérdida de cabeza por la fricción dentro de la tubería. Para calcular las pérdidas por fricción dentro de las tuberías se utiliza el libro de Hook Up. Con un caudal de 120gpm se tiene una pérdida de cabeza de 11.5 pies por cada 100 pies de longitud de tubería. Esto nos da que la pérdida de cabeza por fricción es de pies de altura es equivalente a 1.36 metros.

$$h_{desilizador} = 17.57 - 1.36$$

$$h_{desilizador} = 16.21 \text{ m}$$

La presión y el caudal que tiene la bomba del desilizador es suficiente, como se puede ver.

El agua de alimentación entra a una temperatura de 30°C. Se debe llevar a una temperatura de 80°C. Para hacer esto, se utiliza una válvula reguladora de presión y temperatura. Esta válvula es producida por Spirax Sarco. El modelo de la misma es la 25PT. Esta válvula controla el flujo de vapor que entra al tanque de alimentación, para calentar el agua del mismo. El vapor será inyectado por un circuito de inyectores. Se utilizan seis inyectores para poder mantener la presión dentro de los inyectores en el rango sugerido por el fabricante, y poder tener el flujo másico de vapor necesario para

poder calentar el agua dentro del tanque a la temperatura necesaria. Los inyectores están conectados en paralelo, para que todos tengan el mismo caudal, y de esta forma calentar uniformemente el agua dentro del tanque.

Se calcula con la siguiente fórmula la cantidad necesaria de vapor para calentar el agua dentro del tanque.

$$Q = \frac{G \cdot \Delta T}{1000}$$

Donde Q es el flujo másico de vapor en libras por hora, G es el flujo másico del agua de alimentación en libras por hora, y ΔT es la diferencia de temperaturas que existe entre la temperatura de entrada y la temperatura de salida del agua de alimentación en grados Fahrenheit.

El flujo másico de vapor necesario para calentar el agua de alimentación de una temperatura de 30°C a una temperatura de 80°C, con un flujo másico de 106020 libras hora, es de aproximadamente 9500 libras de vapor por hora.

$$Q = \frac{106020 \cdot 90}{1000}$$

$$Q = 9541.18 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

El vapor será inyectado con inyectores de vapor IN40M hechos por Spirax Sarco. Se utilizan 6 inyectores funcionando a una presión de 45psi. A esta presión la capacidad de este inyector es de 1771 libras de vapor por hora. Por lo tanto se utilizan seis inyectores, para tener un flujo máximo de 10626 libras de vapor por hora, lo cual es más que suficiente para aumentar la temperatura dentro del tanque lo suficiente.

El diseño del distribuidor se hace de acuerdo a la ecuación de continuidad de fluidos. Esta ecuación nos dice que el caudal de entrada tiene que ser igual al de salida.

$$Q_{in} = Q_{out}$$

Los caudales que cada una de las bombas utiliza es el siguiente

Tabla 14. Caudales de bombas de calderas

Caldera	Flujo
1	30 gpm
2	20 gpm
3	28 gpm
4	31 gpm
5	30 gpm
6	30 gpm
7	40 gpm
Total	209 gpm

El caudal total que se tiene es de 209 galones por minuto. El caudal máximo de salida del tanque principal de alimentación está diseñado hasta para 250 galones por minuto.

El distribuidor está hecho con un tubo de 10 pulgadas de diámetro nominal, y con una longitud de tres metros. Debido al diámetro del tubo del distribuidor, se puede asumir que la presión es uniforme dentro de todo el tubo. Debido a esto, y como se comprobó anteriormente, se puede ver que la altura que se tiene en el tanque es suficiente para que las bombas no caviten.

1.2. Resultados de diseño de un tanque principal de agua de alimentación:

Tabla 15. Resultados del diseño de un tanque principal de agua de alimentación

Dimensiones del tanque principal de alimentación	
Diámetro	2.63 m
Alto	8 ft
altura cono superior	0.3 m
altura cono inferior	0.5 m
Flujo másico de vapor producido por calderas	
Flujo másico de vapor a la calderas	106020 lb/h
Caudal de agua a las calderas	
Caudal de agua a las calderas	212.04 gpm
Flujo másico de agua de entrada al tanque principal de agua	
Flujo másico de agua de entrada al tanque principal de agua	913.899 lb/min
Flujo másico de agua de salida del tanque principal de agua	
Flujo másico de agua de salida del tanque principal de agua	2028.54 lb/min
Área transversal del tanque principal de agua	
Área transversal del tanque principal de alimentación	58.478 ft ²
Tasa de disminución de altura de agua en el tanque principal	
Disminución de altura de agua en tanque	0.314 ft/min
Longitudes equivalentes de accesorios en el primer tramo de tubería (equivalente en metros)	
3 in	8.281416 m
4 in	9.61644 m

Continuación Tabla 15. Resultados del diseño de un tanque principal de agua de alimentación

Longitudes equivalentes de accesorios en el segundo tramo de tubería (equivalentes en metros)	
2 in	46.7868 m

2.5 in	53.12664 m
Pérdidas de cabeza por fricción total	
Pérdidas por fricción total	Ft
3" y 2"	31.01192487 ft
4" y 2"	18.45653333 ft
4" y 2.5"	8.889926831 ft
3 y 2.5	21.44531837 ft
Cabeza disponible a la entrada de las bombas	
	NPSH disponible en pies
3 in y 2 in	6.447224368 ft
3 in y 2.5 in	16.01383087 ft
4 in y 2 in	19.0026159 ft
4 in y 2.5 in	28.56922241 ft
Cabeza dada por bomba del desilizador	
cabeza de bomba de desilizador	17.57 m
Cabeza a la entrada del tanque	
cabeza a la entrada del tanque	16.21 m
Caudal de vapor en el tanque principal de agua de alimentación	
Caudal de vapor en el tanque principal de agua de alimentación	954.18 lb/h
Caudal total de bombas de caldera	
Caudal total de bombas de caldera	209 gpm

1.3. Discusión del diseño de un tanque principal del agua de alimentación: El diseño del tanque fue escogido de forma que fuera fácil su construcción.

Los conos que tiene como tapadera y como fondo sirven para que el agua no se empoce. Tiene también una tubería de rebalse, por si el agua llegara a subir más de lo deseado. Esta tubería sale de la tapadera y tiene una forma de u, para quedar viendo hacia el piso. Esto evita que el agua de lluvia entre al tanque.

Para controlar la entrada de agua hacia el tanque se sugiere utilizar un método mecánico. Se puede utilizar una válvula que funcione con un flotador. La entrada de la tubería proveniente de los desilizadores es tangencial. De esta forma se evita que exista

un desgaste y corrosión acelerada de la lámina por el constante golpe del agua. Si se decide utilizar una entrada perpendicular a la circunferencia, se sugiere el uso de un sombrero chino en el medio. De esta forma se evita la corrosión por golpe del agua en el tanque, y se sacrifica el sombrero.

La altura de la entrada de la tubería de agua al tanque es de 1.2 metros arriba de la parte inferior del cilindro que conforma el tanque de alimentación. Se construyó a esta altura para que la válvula de cierre este a una altura fácilmente accesible para los operadores.

El diseño de la estructura del tanque fue hecho por una empresa privada. Al grupo de megaproyecto se le pidió un diseño preliminar para el tanque. Este diseño tenía que cumplir con las necesidades de la planta. Su capacidad debía de ser mayor que el tanque viejo, ya que la capacidad del tanque anterior no era suficiente, cuando la planta estaba trabajando a carga plena. La construcción del tanque se llevó a cabo por una empresa privada. Se siguieron los parámetros que habían sido calculados por el equipo de megaproyecto. Los parámetros dados por nuestro equipo eran las medidas del tanque, para que cumpliera con la capacidad necesaria de la planta.

La temperatura del agua de alimentación tiene un efecto directo en su eficiencia. Entre más alta sea la temperatura, más eficiente será la caldera. Se estima que por cada cinco grados centígrados de aumento de temperatura del agua de alimentación, se tiene un aumento de eficiencia de un uno por ciento. En nuestro caso hubo un aumento de aproximadamente 30°C. El resultado de esto es el incremento de la eficiencia de las calderas, ya que el diferencial de temperatura es menor. Con esto se logra que el consumo de combustible, ya sea cascabillo o búnker, disminuya.

Este ahorro de combustible es beneficioso para la planta, ya que el gasto de combustible disminuye y, además, se protege el medio ambiente. Entre menor sea el combustible quemado, menos serán los gases creados por combustión que serán liberados a la atmósfera.

Se escogió una tubería de 4 pulgadas nominales, cédula 40, para el tramo de tubería que va desde el tanque principal de alimentación, hasta el distribuidor. Desde el distribuidor hacia las bombas se escogió una tubería de 2 pulgadas, cédula 40. Esta combinación de tuberías resultó ser la que menos pérdidas de presión presentaba. Esto nos asegura un buen funcionamiento de la bomba, ya que no se correrá el riesgo de cavitación por falta de presión a la entrada de la misma.

Anteriormente se tenían tanques auxiliares por cada caldera. Estos tanques estaban abiertos a la atmósfera. No tenían ningún aislamiento. Su función era de servir como un búfer, y además como una alarma de nivel de agua. En estos mismos tanques se agregaban los químicos para tratar el agua antiincrustante.

En el diseño propuesto, estos tanques auxiliares han sido eliminados. El agua de alimentación será calentada. Por lo tanto, es necesario tener una presión mayor a la entrada de la bomba. Si estos tanques auxiliares se hubiesen dejado, la presión, la cual es de una atmósfera, no hubiera sido suficiente para que las bombas pudieran funcionar sin cavitación, a la temperatura deseada. Otro factor para eliminarlos, es su gran disipación de calor. Debido a su tamaño, estos tanques perdían mucho calor, lo que se traduce en una baja en la eficiencia de la caldera. La alarma de nivel que existía en cada, fue reemplazada por una en el tanque principal de alimentación. Los químicos antiincrustantes son inyectados ahora por una bomba de alta presión en las tuberías de entrada a las bombas.

El sistema está diseñado para que funcione con la presión dada al nivel más bajo del tanque. Esto garantiza que, aunque el nivel dentro del tanque principal de agua este bajo, la presión va a ser suficiente para que las bombas puedan seguir bombeando la cantidad de agua necesaria, sin riesgo de cavitación. Esto asegura la longevidad tanto de las bombas como de las calderas.

Los inconvenientes de los tanques auxiliares fueron resueltos con el distribuidor de agua. La función principal del distribuidor de agua es llevar el caudal necesario a cada bomba. La ventaja de este distribuidor, es que la presión dada por la altura del tanque no se pierde, ya que no está abierto a la atmósfera. Esto permite elevar la temperatura del agua, sin que exista la cavitación en las bombas. La pérdida de calor por éste es menor, ya que tiene un aislamiento de cañuela de una pulgada de espesor.

Se ha previsto un crecimiento futuro en la planta. Por lo tanto se ha dejado espacio suficiente para poder conectar más líneas de salida al distribuidor de agua. Actualmente se cuenta con 7 salidas. Cada salida tiene una separación de 7.75 pulgadas. Se ha dejado esta separación, ya que es la separación necesaria para que las válvulas de bola puedan ser operadas de una forma fácil, segura y sin ningún tipo de interferencia con las otras válvulas.

En la actualidad el distribuidor tiene una sola entrada de agua, pero se sugiere a la planta que en un futuro, si se quiere poner más líneas que salgan de este distribuidor, que se ponga por lo menos una línea más de entrada al distribuidor. Esto ayudaría si se llegara a superar la capacidad del tanque, ya que permitiría tener una presión más uniforme dentro del distribuidor, sin importar que hubiese caídas de presión por la succión de todas las bombas trabajando al mismo tiempo.

El aumento de temperatura dentro del tanque de alimentación se hará con vapor extraído de las calderas. Este vapor será inyectado al tanque a través de 6 inyectores conectados en paralelo. El flujo de vapor es controlado por la válvula 25PT de Spirax Sarco. Esta válvula controla la presión y la temperatura. Se regulará la presión del vapor que entra al tanque a 45psig y a la temperatura de saturación a esta presión. Debido a que la distancia entre las calderas y el tanque principal de alimentación es poca, y las líneas están aisladas, la calidad del vapor es muy alta. Con la nueva capacidad del tanque, el agua permanecerá suficiente tiempo para que tenga lugar la transferencia de calor necesaria para aumentar la temperatura del agua a unos 80°C.

2. Aislamiento en un tanque principal de agua de alimentación

2.1. Diseño del aislamiento en tanque principal del agua de alimentación: Se necesita tener un aislamiento térmico en el tanque.

Esto evita pérdidas de

calor. Para ver la diferencia que existe entre el tanque que existía al inicio y el tanque actual se calcula la pérdida de calor de cada uno de ellos.

Para ver que tan significativa era la pérdida por falta de aislamiento se hicieron los cálculos. Se tomaron en cuenta las pérdidas de radiación y de conducción. Se obtuvo que con el tanque viejo se perdían aproximadamente 123 kW h diariamente. Esto implica una pérdida de 55800 kw h al año. Estos cálculos no toman en cuenta la cantidad de vapor que escapa por las fisuras que existían en la lámina del tanque actual y otras fugas en toda la tubería.

Se repiten los pasos para calcular las pérdidas de calor en el nuevo tanque, tomando en cuenta su nueva forma, y el aislamiento térmico que tiene. Se toma la temperatura del agua ahora se toma 50 grados centígrados más elevada que en el tanque viejo. La temperatura, por lo tanto, es de 80°C.

El aislamiento a utilizar es de fibra de vidrio en todo el tanque. La fibra de vidrio tendrá un espesor de una pulgada. Se ha visto con estudios anteriores que la pérdida de calor se puede reducir más de un 90% con un buen aislamiento.

Para este caso en particular, debido a que el tanque nuevo tiene unas dimensiones mayores que el tanque al que reemplaza, es poco probable que se logre tener una reducción de pérdidas de calor tan altas, sin embargo los resultados obtenidos son bastante satisfactorios.

Las condiciones para las que se calculan las pérdidas son las condiciones cuando más pérdidas de calor existen. El diferencial de temperatura mayor que se tiene es el peor de los casos. En este caso, según datos proporcionados por la empresa, las temperaturas más bajas durante el día son de 31 grados centígrados. La temperatura más baja durante la noche es de 15 grados centígrados.

El tanque principal de agua de alimentación siempre ha sido calentado. El tanque viejo era calentado por un serpentín que corría por dentro, en el cual se llevaba vapor. Este serpentín no era muy efectivo para calentar el agua dentro del tanque. Su capacidad era baja, y no llegaba a todas partes del tanque. Otro problema era que el tanque no tenía ningún aislante. Esto hacía que calentar el agua dentro del mismo fuera, hasta cierto punto, un desperdicio, ya que se perdía calor hacia los alrededores rápidamente.

En el nuevo tanque se tiene inyectores de vapor. Estos inyectores harán posible calentar el agua dentro del tanque hasta los 80°C. El aumento de temperatura es ahora mayor que en el tanque viejo. Esto hace que un aislamiento sea imprescindible, para no desperdiciar energía.

El tanque nuevo tiene un volumen mayor, y también un área superficial mayor, aún cuando se trató de disminuir el área superficial del mismo. Esto hace que la transferencia de calor se pueda dar con mucha más facilidad que en el tanque viejo. Por lo mismo se ha decidido forrar el tanque nuevo con un aislante térmico.

El aislante a utilizar es fibra de vidrio de una pulgada de grosor. Se forra todo el tanque, desde el cono superior, hasta el cono inferior. Con esto se espera que las pérdidas de calor disminuyan considerablemente, aún teniendo una superficie de transferencia mucho mayor.

Para poder comparar las pérdidas de calor, es necesario conocer las pérdidas de los dos tanques. Iniciamos calculando las pérdidas del tanque viejo.

Tabla 16. Datos de los alrededores del tanque viejo

	°C	°K
Temperatura promedio de agua	45	318
Temperatura promedio del día	25	278

El tanque estaba hecho de una lámina con un grosor de 0.00635 metros. Estaba construido de acero dulce.

Tabla 17. Datos del material del tanque

Conductividad térmica del acero dulce	45.3 w/(m*K)
Emisividad del tanque	0.8

Tabla 18. Áreas superficiales del tanque viejo

	m ²
Área x	1.608
Área y	2.9815
Área z	9.91

La conductividad térmica del acero dulce es de 45.3 W/m*°K. La emisividad del tanque viejo se asume de 0.8. Con estos datos es posible calcular las pérdidas que tiene este tanque.

El tanque tiene pérdidas de calor a través de conducción, radiación y convección. Se calculan las resistencias para cada parte. Primero se calcula la resistencia equivalente para las pérdidas por conducción.

$$R = \frac{L}{k \cdot A}$$

Ya que el tanque viejo se tenían tres superficies distintas, es necesario calcular la pérdida para cada una de ellas.

Tabla 19. Resistencia por conducción en tanque viejo

R en x	0.000137283 °C/W
R en y	7.40401E-05 °C/W
R en z	2.22755E-05 °C/W

Para poder calcular las pérdidas por convección es necesario utilizar las ecuaciones de Rayleigh y la de Nusselt.

$$Ra = g * \frac{\beta(T_1 - T_2) * L^3}{\nu} * Pr$$

$$Nu = \left(0.825 + \frac{0.387 * Ra^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr} \right)^{\frac{16}{9}} \right)^{\frac{8}{27}}} \right)^2$$

Ya al tener el número de Rayleigh y el número de Nusselt, es posible calcular la resistencia que existe por convección. Se utiliza la ecuación 13.

$$h = \frac{k \cdot Nu}{L}$$

Tabla 20. Resistencias por convección del tanque viejo

R en x	1.76E-01 °C/W
R en y	9.48E-02 °C/W
R en z	1.94E-02 °C/W

Se debe tomar en cuenta la radiación. El tanque está abierto a los alrededores, por lo que la transferencia de calor por radiación es importante. Para calcular la resistencia de la transferencia de calor por radiación se utiliza la ecuación 14.

$$R = \frac{1-\varepsilon}{A \cdot \varepsilon}$$

Tabla 21. Resistencias por radiación en tanque viejo

R en x	0.155472637 °C/W
R en y	0.083850411 °C/W
R en z	0.137487386 °C/W

Para calcular la resistencia total que experimenta el tanque, se deben sumar las resistencias. Hay que tomar en cuenta que la pérdida de calor por radiación y por convección ocurren paralelamente. La pérdida de calor por conducción ocurre en serie.

Tabla 22. Resistencias totales equivalentes en tanque viejo

R en x total	8.27E-02 °C/W
R en y total	4.46E-02 °C/W

R en z total	1.70E-02 °C/W
--------------	---------------

Estas ecuaciones sirven para calcular la resistencia equivalente que existe entre el tanque y sus alrededores. Se asume que la lámina del tanque tiene, en la parte interna, la misma temperatura del agua. Luego de calcular la resistencia equivalente, es posible calcular la pérdida de calor que el tanque viejo experimentaba.

$$\dot{Q} = \frac{T_1 - T_2}{R_{total}}$$

Tabla 23. Pérdidas de calor totales en tanque viejo

Qx	6.65E+02 W
Qy	1.23E+03 W
Qz	3.24E+03 W
Q total	5134.93 W

Con la ecuación 12 se calcula que la pérdida de calor por hora del tanque de alimentación viejo era de aproximadamente 5.13kW por hora. Esto significaba una pérdida de 123 kW por día. Al año esto implica la pérdida de energía de 44.98MW.

Tabla 24. Resistencias por conducción en tanque nuevo

R cilindro	1.00821E-05 °C/W
R conos	2.03175E-05 °C/W

Tabla 25. Resistencias por convección en tanque nuevo

R cilindro	0.214715 °C/W
------------	---------------

R conos	0.178504472 °C/W
---------	------------------

Tabla 26. Resistencia por radiación en tanque nuevo

R cilindro	0.009303389 °C/W
R conos	0.023009577 °C/W

Tabla 27. Resistencia total en tanque nuevo

Rs total	0.008927106 °C/W
Rt total	0.020402581 °C/W

Tabla 28. Pérdidas de calor totales en tanque nuevo

Qs	6161.011445 W
Qt	2695.737402 W
Q total	8856.748847 W

Repitiendo los cálculos para el tanque nuevo, se tiene obtiene la pérdida de calor, la cual es de 8.86kW por hora. Esto representa una pérdida de 77.59MW anuales.

En el tanque nuevo era imprescindible el uso de un aislante térmico. Como se puede ver, la pérdida de calor sin utilizar un aislante es demasiado alta. El aislante a utilizar es fibra de vidrio de una pulgada de espesor. Se forra de lámina de aluminio para protegerlo de la intemperie.

Tabla 29. Datos de conductividad de fibra de vidrio

Conductividad térmica de fibra de vidrio	$0.036 \frac{W}{m \cdot K}$
--	-----------------------------

Al repetir los cálculos anteriores tomando en cuenta el aislante térmico que se utiliza, y utilizando las ecuaciones 10, 11, 12, 13 y 14 es posible encontrar la pérdida de calor que el tanque nuevo experimenta.

Tabla 30. Resistencia por aislante en tanque nuevo

Rs aisl	2.4937E-05 °C/W
Rt aisl	5.1606E-05 °C/W

Las resistencias se deben sumar. La pérdida de calor por conducción en la lámina del tanque se encuentra en serie con la pérdida de calor por conducción del aislante. Las pérdidas de calor por convección y por radiación están en paralelo, ya que ocurren simultáneamente.

Tabla 31. Resistencias totales de tanque nuevo con aislante térmico

R cilindro total	0.021628583 °C/W
R conos total	0.046000066 °C/W

Tabla 32. Pérdidas de calor totales en tanque nuevo aislado térmicamente

Qs	1364.552995 W
Qt	644.4754607 W
Q total	2009.028455 W

La pérdida de calor del tanque nuevo, utilizando un aislante es de 2kW por hora. Esto representa una pérdida de calor de 17.7MW. El ahorro de energía logrado utilizando solamente un aislante térmico de fibra de vidrio de una pulgada es de casi un 80%.

2.2. Resultados de aislamiento de un tanque principal de agua de alimentación

Tabla 33. Resultados de aislamiento de un tanque principal de agua de alimentación

Resistencias totales equivalentes en tanque viejo	
R en x total	0.0827 °C/W
R en y total	0.0446 °C/W
R en z total	0.017 °C/W
Pérdidas de calor totales en tanque viejo	
Qx	6.65E+02 W
Qy	1.23E+03 W
Qz	3.24E+03 W
Q total	5134.93 W

Continuación Tabla 33. Resultados de aislamiento de un tanque principal del agua de alimentación

Resistencia total en tanque nuevo sin aislamiento	
Rs total	0.008927106 °C/W
Rt total	0.020402581 °C/W
Pérdidas de calor totales en tanque nuevo	
Qs	6161.011445 W
Qt	2695.737402 W
Q total	8856.748847 W
Resistencia por aislante en tanque nuevo	
Rs aisl	0.000024937 °C/W
Rt aisl	0.000051606 °C/W
Resistencias totales de tanque nuevo con aislante térmico	
R cilindro total	0.021628583 °C/W
R conos total	0.046000066 °C/W

Pérdidas de calor totales en tanque nuevo aislado térmicamente	
Qs	1364.552995 W
Qt	644.4754607 W
Q total	2009.028455 W
Porcentaje de calor perdido con aislante	
Q total sin aislar	8856.748847 W
Q total aislado	2009.028455 W

2.3. *Discusión del Aislamiento del Tanque Principal de Agua de*

Alimentación: El tanque viejo de alimentación estaba mal construido.

No

tenía una tapadera, por lo que su superficie superior estaba abierta a la atmósfera. Tenía muchas fisuras por donde se escapaba el calor. Este tanque viejo desperdiciaba mucha energía en forma de calor, el cual se perdía en los alrededores. Con el nuevo tanque se buscó superar todos estos errores, para poder aprovechar de mejor forma la energía en forma de calor del agua.

Para los cálculos se tomó el peor de los casos, el cual es cuando existe una diferencia de temperatura mayor. Esto implicaba buscar los días más fríos y las noches más frías, ya que es aquí cuando se perdía más calor, debido al diferencial de temperatura mayor. La planta nos proporcionó datos climatológicos del lugar. Nos facilitaron las temperaturas que han tenido en el último año. Las temperaturas más adversas para la transferencia de calor son en la noche, cuando la noche llega a tener temperaturas bajas de 20°C. Durante el día las temperaturas promedio más bajas en promedio son de 30°C. Para los cálculos se utiliza la temperatura promedio de las temperaturas del día y de la noche, por lo que la temperatura del ambiente se toma a 25°C

En el tanque inicial existían muchas deficiencias para mantener y aprovechar de la mejor forma la energía. El aislamiento en el tanque era inexistente. La construcción del tanque también era deficiente, ya que existían muchas fisuras.

El agua de alimentación en el tanque viejo era calentada por un serpentín. La temperatura del agua llegaba hasta unos 45 grados centígrados. Debido al aislamiento inexistente, esta temperatura no se mantenía hasta las calderas. El agua a la entrada de las calderas era de aproximadamente 10 grados menos que en el tanque. Esto hacía evidente la necesidad de aislamiento térmico de toda la tubería y del tanque principal de alimentación.

Con el diseño del nuevo tanque se tenía la problemática de que la temperatura del agua de alimentación tenía que ser mayor. Se diseñó todo el sistema para que funcione a una temperatura de 80 grados centígrados.

Al aumento de la temperatura se le debe agregar que la capacidad del tanque es mayor. Esto hace que el área superficial sea mayor también. Al tener un diferencial de temperatura mayor, y con un área mayor que ayuda a la disipación de calor se hace evidente la urgencia de tener un aislante térmico en el tanque principal de alimentación.

El aumento de temperatura del agua de alimentación se lleva a cabo al inyectar vapor saturado al agua de alimentación. Esto hace que el agua de alimentación alcance una temperatura de 80 grados centígrados. Para que toda esta energía que se ha agregado al agua de alimentación no se pierda a los alrededores, en forma de calor, se decidió aislar el tanque principal de alimentación. El aislamiento se decidió que fuera de fibra de vidrio. Se escoge fibra de vidrio debido al poco peso del mismo y que cumple con las necesidades planteadas por la planta. Esto hace que el aumento del peso del tanque no necesite refuerzos en la estructura del tanque principal de alimentación.

El aislante de fibra de vidrio cumple bastante bien su función. Se decidió un grosor de 1 pulgada. Con esto se esperaba que la pérdida de calor del tanque disminuyera, aún cuando al superficie exterior y el diferencial de temperatura aumente. Según los cálculos se logró reducir la pérdida de calor hasta en un 78 por ciento, en el tanque.

Actualmente las tuberías están aisladas, pero sus aislamientos no están en buen estado. Para las tuberías se sugiere que se renueven los aislamientos. Se ha escogido un aislante térmico de cañuela, revestido de una lámina de aluminio calibre 25. Esto mejora la eficiencia energética de la planta.

3. Red de retorno de condensados

3.1. Diseño red retorno de condensados

*3.1.1. Estudio de estado de funcionamiento para trampas de vapor:
Se recibió capacitación para poder determinar el estado de*

funcionamiento de trampas de vapor termodinámicas, cubeta invertida y flote y termostato por parte de PRAISA. Se utilizó un termógrafo Fluke 570 y un dispositivo de ultrasonido portátil US-1 de CEC Electronica. El motivo de dicho estudio fue:

- Contabilizar las trampas de vapor en la planta.
- Determinar el estado de funcionamiento de las trampas de vapor.
- Determinar si el tipo de trampa de vapor instaladas es la adecuada dependiendo de su aplicación específica.
- Sugerir modificaciones para optimizar el desempeño.

Para cada trampa de vapor que se verificaba el estado de funcionamiento, se colocó, físicamente, una placa de aluminio con un número consecutivo para codificar las trampas. Para cada trampa se llenó una fila del formato de la Tabla 34 en el cual se recolectó toda la información útil de la trampa.

Tabla 34. Ejemplo del formato utilizado para recolección de información de campo acerca de las trampas de vapor

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Diámetro nominal de conexión (in)	Presión de operación (psi)	Existencia de filtro	Existencia de válvula de corte	Existencia de cheque	Estado de funcionamiento	Observaciones

El criterio ingenieril es muy importante para determinar el estado de funcionamiento de las trampas. Se debe ser observador y se debe consultar constantemente a los operadores de los equipos pues existen varias causas de un sondeo erróneo que se resumen a continuación:

- Una trampa de vapor se considera obsoleta si el equipo al que está conectada es obsoleto y el termógrafo muestra que la tubería esta fría.
- Se debe revisar la sensibilidad que se utiliza en el sensor de ultrasonido en cada punto de medición pues vibraciones mecánicas del equipo y ruido externo puede afectar la medición. Se debe medir la trampa de vapor en la conexión de entrada y la conexión de salida, el resultado de las mediciones debe ser consistente y con la misma frecuencia.
- Se debe cerrar todos los bypass de la tubería de vapor que afectan directamente la trampa de vapor bajo estudio.
- Antes de medir una trampa de vapor se debe asegurar que este instalada correctamente (componente de fuerza gravitacional, conexiones de entrada y salida según el manual de instalación de la trampa).

Al final del estudio se contabilizaron 197 trampas en toda la planta, para ver los resultados del estudio consultar la Tabla 37.

3.1.2. Contabilización de pérdidas energéticas

3.1.2.1. Recuperación de condensados como agua de alimentación:

Actualmente se recupera el 0% de condensados en la planta como agua de alimentación en calderas. Según estimaciones del director técnico de la planta se obtienen datos para la cantidad de condensados que se pueden recuperar en la planta.

Tabla 35. Cantidad de condensados mensuales

Departamento	Operación (días/mes)	Máximo consumo teórico de vapor	Consumo de vapor en operación estable	Condensados a recuperar
		lb/h	lb/h	lb/h
Lavandería	24	48,000	25,000	9,000
Glicerina	15	9,000	4,000	5,000
Sulfonación	20	3,000	3,000	3,000
Detergente	20	3,000	3,000	0
Barra	24	1,000	1,000	0
Tocador	24	5,000	2,000	350
IODESA	24	2,000	2,000	2,000
Calderas				1,800
TOTAL		71,000	40,000	21,150

Es evidente que los condensados a recuperar son mucho menores a la cantidad de consumo de vapor en operación estable. El proceso de saponificación, el proceso de la torre de detergentes y los Venturi de vacío para los compresores utilizan el vapor vivo y dicho vapor no se puede recuperar como agua de alimentación por haberse contaminado o perdido a la atmosfera.

El ahorro energético al utilizar el condensado como agua de alimentación de calderas se debe a dos factores:

- Se ahorra en el costo energético de la utilización de las bombas de los pozos.
- La energía que se utiliza para elevar la temperatura del condensado como agua de alimentación es menor a la energía que se utiliza para elevar la temperatura del agua salida del pozo.

Como ejemplo se calcula el ahorro energético teórico para la planta de lavandería:

Temperatura del agua de reposición de pozo: 25°C.

Temperatura del condensado: 90°C.

Utilizando el balance de energía para el sistema de flujo estacionario:

$$\dot{Q} = \dot{m} c_p \Delta T$$

$$\dot{Q} = 4082 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} * 4.19 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} * \text{K}} * (90^\circ\text{C} - 25^\circ\text{C}) = 308.84 \text{ W}$$

3.1.2.2. *Trampas que fallan abiertas: Para calcular las pérdidas energéticas de las trampas que fallan abiertas se consulta el*

consumo en lb/h de vapor en los manuales de los equipos. Obviamente, esto se hace para el equipo de cada trampa que falla abierta según el estudio de estado de funcionamiento de vapor. Luego se calcula el valor energético del vapor saturado a la temperatura de operación del equipo. Como ejemplo se calcula la pérdida energética para una trampa termodinámica ubicada en el intercambiador de calor de bunker en la planta de detergente con consecutivo 200:

Presión de vapor: 100 psi

Consumo de vapor para operación estable de intercambiador de calor: 45 lb/h

$$45 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} * \frac{.4535 \text{ kg}}{1 \text{ lb}} = .005669 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$V_{f \text{ a } 100\text{psi}} = .01774 \frac{\text{ft}^3}{\text{lbm}}$$

$$h_{f \text{ a } 100 \text{ psi}} = 298.51 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}}$$

$$298.51 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} * 45 \frac{\text{lbm}}{\text{h}} = 13,432.95 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} = 15.62 \text{ W}$$

Para la consulta de resultados ver la Tabla 40.

3.1.2.3. Trampas que fallan cerradas: La pérdida energética que representa una trampa de vapor que falla cerrada no es tan

importante como el hecho que una trampa que falla cerrada hace más lento el proceso de manufactura o hace que el proceso no cumpla con estándares de calidad. Como un ejemplo, una trampa de vapor que falla cerrada en un intercambiador de calor, inunda el intercambiador de condensado. La transferencia de calor no es la adecuada y el jabón ingresa con una temperatura fuera de especificación al compresor y sale muy húmedo lo que causa que el laboratorio de control de calidad rechace el producto.

Otras fuentes de ineficiencias que vienen a partir de una trampa de vapor que falla cerrada es el hecho que una tubería inundada de condensado puede sufrir de golpes de ariete, lo que causa fallas por fatiga en la tubería y eventualmente se tenga una fuga de condensado y vapor. El hecho que una tubería falle por fatiga depende de muchos otros

factores adicionales a tener una trampa de vapor que falla cerrada y sucede con una frecuencia aleatoria por lo que no se puede contabilizar su pérdida energética.

3.1.2.4. Red de retorno de condensados en calderas: No existe una red de retorno de condensados, todas las trampas descargan a

los drenajes del departamento. En el área de calderas se tienen las siguientes trampas instaladas después del estudio de estado de funcionamiento:

Tabla 36. Trampas instaladas en el área de calderas

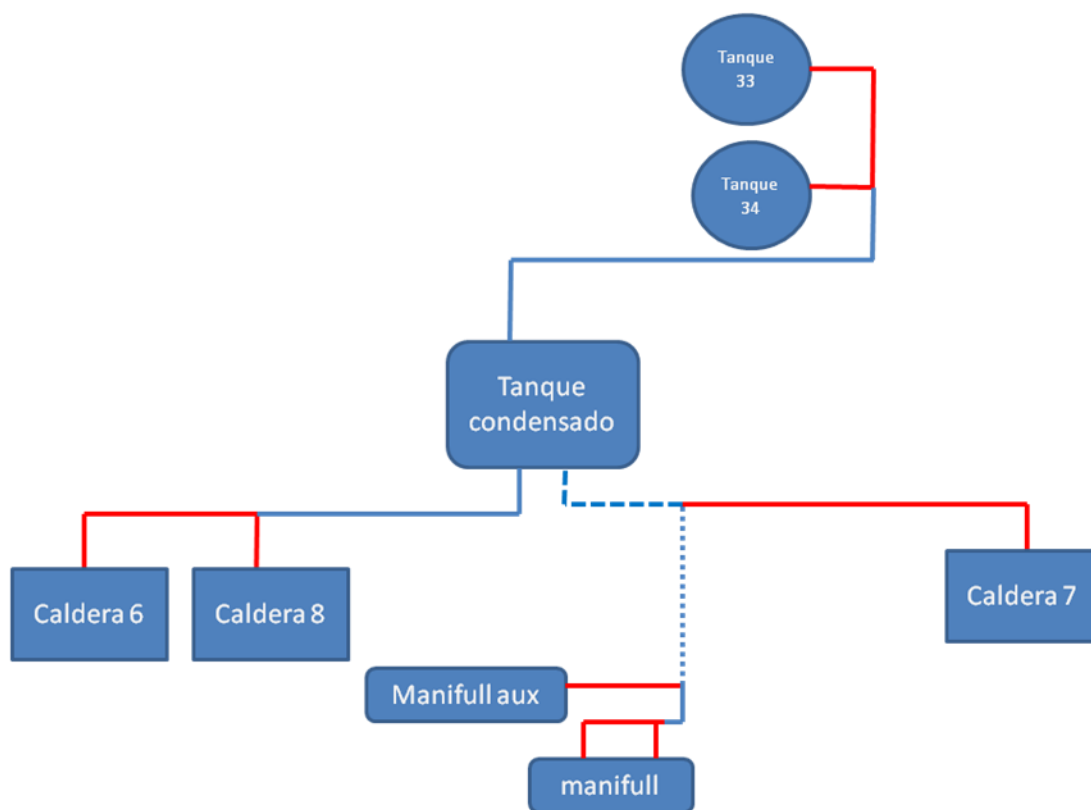
Consecutivo	Área	Ubicación	Serie trampa	Conexión trampa (in)
1	Calderas	Distribuidor principal	FT-150	3/4
2	Calderas	Distribuidor principal 2	FT-150	1/2
-	Calderas	Distribuidor auxiliar	FT-150	3/4
3	Calderas	Tanque 33 de almacenamiento de bunker	WTD-52	1/2
4	Calderas	Tanque 34 de almacenamiento de bunker	WTD-52	1/2
5	Calderas	Precalentador bunker caldera 7	WTD-52	1/2
6	Calderas	Precalentador bunker caldera 8	WTD-52	1/2
7	Calderas	Precalentador bunker caldera 6	WTD-52	1/2

La línea de drenaje de todos los equipos es la misma que la conexión de la trampa o mayor por lo que no hay problema en el dimensionamiento de la línea de drenaje. El vapor, por ser un fluido compresible, tiene complicaciones en el sentido que la aplicación de la fórmula de Bernoulli no es válida. Por lo tanto se utiliza el *Anexo* para dimensionar la tubería de descarga de todas las trampas asumiendo que en condición de arranque se descargan 450 kg condensado/hora. El diámetro nominal de una tubería de H.N. CD40 que recomienda la literatura es 1 ½” para todas las trampas. Exceptuando la trampa de

vapor en el tanque 33, todos los puntos de descarga están a la misma altura que el tanque de condensados, por lo que se deben diseñar líneas de descarga elevadas para que caigan por gravedad en la línea de retorno común.

En el esquema de la red de retorno de condensados, las líneas de descarga se muestran en color rojo. En el esquema, las líneas punteadas y azules representan un nuevo cálculo para dimensionar las tuberías ya que manejan el caudal combinado de ciertos equipos. Para el listado de diámetros de tubería a utilizar consultar la Tabla 40.

Figura 29. Esquema de red de retorno de condensados



Las líneas mostradas en azul son líneas de retorno común, para su dimensionamiento se considera en caudal combinado de los equipos utilizando la misma metodología que para la tubería de descarga.

3.1.2.5. *Dimensionamiento tanque de condensados: Con base a la condición de arranque, se maneja un caudal de 3600 kg/h.*

Se

utiliza un tanque obsoleto ubicado en área de calderas con capacidad de 3 metros cúbicos, fabricado de lamina de hierro negro de ¼" para servir como tanque de condensados. El criterio de selección del tanque es por motivos económicos.

3.1.2.6. *Selección de bomba: Las bombas Hidromac K6T son comunes en el área de calderas y se hace un análisis de*

adecuación para dicha bomba. Para calcular el caudal máximo a bombear se hace en condición de arranque:

Flujo másico de condensados de 8 trampas de vapor:

$$8 * 450 \frac{\text{lb}}{\text{h}} = 1632.9 \frac{\text{kg}}{\text{h}} * \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = .454 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Para calcular el flujo másico de agua líquida se asume que $P_1=150$ psi, $P_2=101.325$ psi y se utiliza la siguiente ecuación:

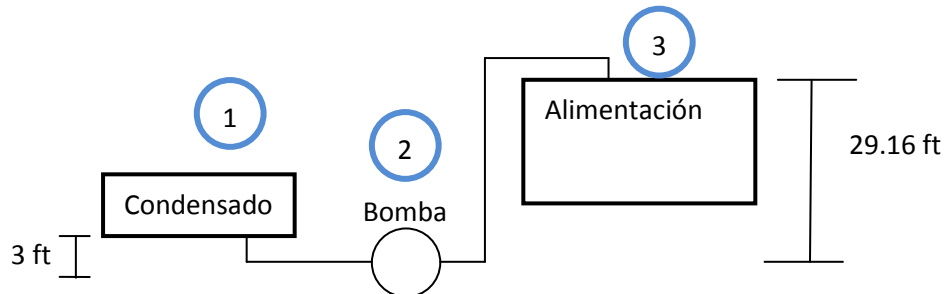
$$\% \text{vapor flash} = \frac{330.61 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}} - 298.51 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}}}{888.99 \frac{\text{Btu}}{\text{lbm}}} = .036$$

Flujo másico de agua líquida ingresando al tanque de condensados durante el arranque:

$$.454 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (1 - .036) = .437 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

El análisis de adecuación de la bomba se hace considerando el caso de operación en el cual la bomba está más expuesta a la cavitación; con el tanque de condensados a punto de vaciarse. Se considera también que la descarga de condensados de la bomba es por la parte superior del tanque de alimentación.

Figura 30. Esquema de instalación de bomba de condensados



Se utiliza una tubería de 2" de diámetro nominal de hierro negro que conecta el tanque de condensados a la bomba de condensados y el tanque de alimentación de agua. Considerando una 1 entrada, 1 salida, 8 codos y 21 metros lineales de tubería, se calculan los cálculos de pérdidas de presión por fricción. Se aplica una ecuación de Bernoulli entre el tanque de condensados y la bomba para comparar el NPSH disponible para compararlo con el NPSH de la bomba:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + \sum h_L$$

Como el tanque de condensados tiene un tubo de venteo de vapor flash y la ubicación de la planta de manufactura se ubica en Escuintla:

$$P_1=101325 \text{ Pa}$$

Se asume que los condensados están a 90°C:

$$\rho = \frac{1}{v_f \text{ a } 90^\circ\text{C}}$$

$$\rho = \frac{1}{0.001036 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}} = 965.251 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{101325 \text{ Pa}}{965.251 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 10.07 \text{ m}$$

Se asume que la razón a la cual decrece el nivel del agua en el tanque es despreciable cuando la bomba succiona.

Se toma la referencia de altura desde el ojo del impeler de la bomba.

$$\frac{V_1^2}{2g} = 0$$

$$z_1 = 3 \text{ ft} = 0.9144 \text{ m}$$

$$z_2 = 0$$

Se desea que la velocidad del condensado en la tubería sea la misma razón a la cual ingresa agua en el tanque de condensados en condición de arranque para evitar inundaciones. El diámetro interno de la tubería HN CD 40 de 2" es 2.067".

$$V_2 = \frac{Q}{A} = \frac{0.437 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * \frac{1}{965.251 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}}{\frac{\pi * (0.0525 \text{ m})^2}{4}} = 0.209 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{V_2^2}{2g} = \frac{\left(0.209 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.0022 \text{ m}$$

Por lo tanto:

$$\frac{P_2}{\gamma} = 10.07 \text{ m} - 0.0022 \text{ m} - 0.9144 \text{ m} - \sum h_L$$

Para $\sum h_L$ se aplica la fórmula de Reynolds:

$$Re = \frac{VD}{\nu}$$

Se utiliza una viscosidad cinemática para agua a 90°C de $3.26 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}$.

$$Re = \frac{0.209 \frac{m}{s} * 0.0525 \text{ m}}{3.26 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 3.37 * 10^4$$

Utilizando el diagrama de Moody y una rugosidad K_s de .15mm para hierro negro se determina que:

$$f = 0.027$$

Se considera una entrada K_e con $r/d > 0.2$, una vuelta suave K_b a 90° con $r/d = 1$ y una válvula de globo totalmente abierta K_v . Adicionalmente se contabilizan los tramos lineales de tubería del tanque de condensado hacia la bomba en 3 metros.

$$\sum h_L = \frac{V_2^2}{2g} \left(\frac{fL}{D} + K_e + K_b + K_v \right)$$

$$\sum h_L = \frac{\left(0.209 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \left(\frac{0.027 * 3 \text{ m}}{0.025 \text{ m}} + 0.03 + 0.35 + 10 \right) = 0.145 \text{ m}$$

Reescribiendo:

$$\frac{P_2}{\gamma} = 10.07 \text{ m} - 0.0022 \text{ m} - 0.9144 \text{ m} - 0.145 \text{ m} = 9.01 \text{ m}$$

Para $NPSH_{disponible}$:

$$NPSH_{disp} = \frac{P_2}{\gamma} - h_{presion\ de\ vapor\ a\ 90^\circ C}$$

Para $h_{presion\ de\ vapor\ a\ 90^\circ C}$:

$$h = \frac{P}{\rho g} = \frac{70100\ Pa}{1000 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

Reescribiendo:

$$NPSH_{disp} = 9.01\ m - 7.15\ m = 1.86\ m$$

Luego se compara el $NPSH_{disp}$ con el $NPSH_{req}$ para las bombas Hidromac K6T de 2". Se observa en el *Anexo 1* que para un caudal de $1.63 \frac{m^3}{h}$, el $NPSH_{req}$ es 1.25 m. Como $NPSH_{disp} > NPSH_{req}$, una bomba Hidromac K6T de no cavita en condición de arranque y con el tanque de condensados casi vacío.

De igual manera es necesario calcular si la cabeza de la bomba es suficiente para impulsar el agua hasta el tanque de alimentación de calderas. Se hace una ecuación de Bernoulli del punto 2 al 3 según la Figura 30. Se hace la distinción con la variable P_{21} ya que se considera a la salida de la bomba.

$$\frac{P_{21}}{\gamma} + \frac{V_{21}^2}{2g} + z_{21} = \frac{P_3}{\gamma} + \frac{V_3^2}{2g} + z_3 + \sum h_L$$

Se toma la referencia de altura desde el ojo del impeler de la bomba:

$$z_3 = 29.16 \text{ ft} = 8.89 \text{ m}$$

$$z_{21}=0$$

Adicionalmente, se considera que la velocidad después de la bomba y a la salida de la tubería es la misma:

$$\frac{V_{21}^2}{2g} = \frac{V_3^2}{2g}$$

El tanque de alimentación de agua para calderas está abierto a la atmosfera:

$$\frac{P_3}{\gamma} = \frac{P_1}{\gamma} = 10.07 \text{ m}$$

Para $\sum h_L$:

Se consideran 4 vueltas suaves K_b a 90° con $r/d=1$ y una válvula de globo totalmente abierta K_v . Adicionalmente se contabilizan los tramos lineales de tubería del tanque de condensado hacia la bomba en 23.3 metros.

$$\sum h_L = \frac{\left(0.209 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \left(\frac{0.027 * 23.3 \text{ m}}{0.025 \text{ m}} + 4 * 0.35 + 10 \right) = 0.389 \text{ m}$$

Reescribiendo:

$$\frac{P_{21}}{\gamma} = 10.07 \text{ m} + 8.89 \text{ m} + 0.389 \text{ m} = 19.35 \text{ m}$$

Es evidente al ver la curva de la bomba Hidromac K6T, que la cabeza que entrega la bomba para un caudal de $1.63 \frac{m^3}{h}$, es mayor a 19.35 metros. Por lo tanto, queda justificada la utilización de dicha bomba para impulsar los condensados del área de calderas para condición de arranque.

3.2. Resultados de red de retorno de condensados

Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
1	Caldera	Distribuidor principal	Wtd-52	1/2	150	No	Agua arriba	No	Falla cerrada
2	Caldera	Distribuidor principal 2	Td52	3/4	150	No	Agua arriba	No	Normal
3	Caldera	Tanque 33 de almacenamiento de bunker	Wtd-52	1/2	150	Sí	Ninguna	No	Falla cerrada
4	Caldera	Tanque 34 de almacenamiento de bunker	Wtd-52	3/4	150	No	Ninguna	No	Falla abierta
5	Caldera	Pre calentador bunker caldera 7	Td52	3/4	150	No	Ninguna	No	Normal
6	Caldera	Pre calentador bunker caldera 8	B1h-30	3/4	150	No	Ninguna	No	Normal
7	Caldera	Pre calentador bunker caldera 6	811	1/2	150	No	Ninguna	No	Normal
8	Lavandería planta 1	Distribuidor principal	Nn	1/2	150	Sí	Agua arriba y abajo	No	Falla cerrada
9	Lavandería planta 1	Salida i/c a	Td52	1	90	Sí	Agua arriba	No	Falla abierta
10	Lavandería planta 1	Salida i/c b	Wtd-52	3/4	90	Sí	Agua arriba	No	Falla abierta
12	Lavandería planta 1	By-pass jabón	Td52	1	10	Sí	Agua arriba	No	Falla abierta

13	Lavandería planta 2	Distribuidor principal	Td52	3/4	150	Sí	Agua arriba	No	Falla cerrada
14	Lavandería planta 5	Distribuidor principal	Td52	3/4	150	Sí	Agua arriba	No	Mal instalada

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
15	Lavandería planta 5	By-pass jabón	Tdc52	1/2	10	No	Agua arriba	No	Mal instalada
16	Lavandería planta 5	Línea circulación jabón	Td52	3/4	10	No	Ninguna	No	Normal
17	Lavandería planta 5	Salida i/c a	Td52	3/4	90	No	Agua arriba y abajo	No	Normal
18	Lavandería planta 5	Salida i/c b	Wtd-52	3/4	90	No	Ninguna	No	Normal
19	Lavandería planta 6	Distribuidor principal	Td52	1/2	150	Sí	Agua arriba	No	Falla cerrada
20	Lavandería planta 6	By-pass jabón	Td52	1/2	10	Sí	Agua arriba	No	Falla abierta
21	Lavandería planta 6	Salida i/c a	Wtd-52	1	90	No	Ninguna	No	Falla abierta
22	Lavandería planta 6	Salida i/c b	Td52	1	90	Sí	Ninguna	No	Normal
23	Lavandería planta 6	Distribuidor auxiliar	Td52	1/2	150	Sí	Agua arriba	No	Falla abierta
24	Lavandería planta 3	Distribuidor principal	Td52	3/4	150	Sí	Agua arriba	No	En desuso
25	Lavandería planta 4	Distribuidor principal	Td52	1/2	150	Sí	Agua arriba	No	En desuso
26	Lavandería planta 4	Salida i/c a	Td52	3/4	90	Sí	Agua abajo	No	En desuso
27	Lavandería planta 4	Salida i/c b	Td52	1	90	No	Agua abajo	No	En desuso
28	Lavandería planta 4	By-pass jabón	Td52	3/4	10	No	Ninguna	No	En desuso
29	Crutcher	Línea circulación jabón	Td52	3/4	25	No	Ninguna	No	Normal
30	Crutcher	Soplado	Td52	1/2	150	Sí	Ninguna	No	Falla abierta

31	Pailas segundo nivel	Paila 1	Nn	1/2	140	Sí	Ninguna	No	Falla abierta
32	Pailas segundo nivel	Paila 2	Td52	1/2	140	Sí	Ninguna	No	Normal

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
33	Pailas segundo nivel	Paila 3	Td52	3/4	140	Sí	Ninguna	No	Normal
34	Pailas segundo nivel	Paila 4	Td52	3/4	140	Sí	Ninguna	No	Falla abierta
35	Pailas segundo nivel	Paila 5	Td52	3/4	140	Sí	Ninguna	No	Normal
36	Pailas segundo nivel	Paila 6	Td52	3/4	140	Sí	Ninguna	No	Normal
37	Pailas segundo nivel	Paila 7	Td52	1	140	Sí	Agua abajo	No	Normal
38	Pailas segundo nivel	Paila 8	Td52	1	140	Sí	Ninguna	No	Normal
39	Pailas segundo nivel	Paila 9	Td52	3/4	140	Sí	Ninguna	No	Normal
40	Pailas segundo nivel	Paila 10	Wtd-52	3/4	140	No	Ninguna	No	Normal
41	Pailas segundo nivel	Paila 11	Td52	3/4	140	Sí	Ninguna	No	Normal
42	Pailas segundo nivel	Paila 12	Td52	3/4	140	Sí	Ninguna	No	Normal

43	Pailas segundo nivel	Paila 13	Td52	1	140	Sí	Ninguna	No	Normal
44	Pailas segundo nivel	Paila 14	Td52	1	140	Sí	Ninguna	No	Normal

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
45	Pailas primer nivel	Distribuidor auxiliar	Tdc	1/2	135	Sí	Ninguna	No	Mal instalada
46	Pailas primer nivel	Línea vapor a scn	Tdc	1/2	150	Sí	Agua arriba	No	Falla cerrada
47	Pailas primer nivel	Soplado línea paila 13 y 14	Td52	3/4	35	Sí	Ninguna	No	Normal
48	Pailas primer nivel	Soplado línea a crutcher	Td52	3/4	35	No	Ninguna	No	Normal
49	Silicato	Distribuidor auxiliar	Td52	3/4	140	Sí	Agua arriba	No	Falla abierta
50	Silicato	Tanque de silicato #2	Td52	1	30	No	Ninguna	No	Normal
51	Silicato	Tanque silicato #3	Wtd-52	1/2	20	No	Ninguna	No	Normal
52	Blanqueo	Planta 1, salida i/c 1	Td52	3/4	20	Sí	Ninguna	No	Normal
53	Blanqueo	Planta 1, salida i/c 2	Td52	3/4	20	Sí	Ninguna	No	Normal
54	Blanqueo	Planta 2, salida i/c 1	Tdc	3/4	20	No	Ninguna	No	Normal
55	Blanqueo	Planta 2, salida i/c 2	Tdc	3/4	20	No	Ninguna	No	Normal
56	Blanqueo	Paila 4	Td52	3/4	140	Sí	Ninguna	No	Normal
57	Blanqueo	Tanque grasa blanqueada	Td52	1	15	Sí	Ninguna	No	Normal

		tanque 8							
58	Blanqueo	Tanque pulmón	Tdc	1/2	15	Sí	Agua arriba y abajo	No	Normal
59	Blanqueo	Tanque grasa #1	Td52	3/4	15	Sí	Ninguna	No	Normal
60	Blanqueo	Tanque grasa #3	Td52	1/2	15	Sí	Ninguna	No	Normal
61	Tanques almacenamiento	Tanque #1, serpentín 1	811	1	20	Sí	Ninguna	No	Falla cerrada

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
62	Tanques Almacenamiento	Tanque # 1, serpentín 2	811	1	20	Sí	Ninguna	No	Falla cerrada
63	Tanques almacenamiento	Tanque #2, serpentín 1	Td52	3/4	20	No	Ninguna	No	Normal
64	Tanques almacenamiento	Tanque #2, serpentín 2	Nn	3/4	20	Sí	Ninguna	No	Normal
65	Tanques almacenamiento	Distribuidor auxiliar en tanque 3	Td52	3/4	150	Sí	Agua arriba	No	Falla abierta
66	Tanques almacenamiento	Tanque 3, serpentín superior	Td52	3/4	15	Sí	Ninguna	No	Normal
67	Tanques almacenamiento	Tanque 3, serpentín inferior	Td52	1/2	15	Sí	Ninguna	No	Falla abierta
68	Tanques almacenamiento	Tanque # 4	Wtd-52	3/4	15	No	Ninguna	No	Falla cerrada
69	Tanques almacenamiento	Tanque # 5	Wtd-52	3/4	15	No	Ninguna	No	Normal
70	Tanques almacenamiento	Tanque # 7	Nn	1	15	Sí	Agua arriba	No	Normal
71	Tanques almacenamiento	Tanque # 9	Td52	3/4	15	No	Ninguna	No	Falla cerrada
72	Tanques almacenamiento	Distribuidor auxiliar, entre tanque 10 y 11	Td52	3/4	150	Sí	Agua arriba	No	Falla cerrada

73	Tanques almacenamiento	Tanque pulmón # 30	Td52	1/2	15	Sí	Ninguna	No	Normal
74	Tanques almacenamiento	Tanque # 23	Td52	3/4	15	Sí	Ninguna	No	Normal
75	Tanques almacenamiento	Tanque 24	D3	3/4	15	No	Ninguna	No	Normal
76	Tanques almacenamiento	Tanque 25	Wtd-52	3/4	15	No	Ninguna	No	Mal instalada

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
77	Patio tanques	Tanque 26	Td52	3/4	15	Sí	Ninguna	No	Normal
78	Patio tanques	Tanque 27	Wtd-52	3/4	30	No	Ninguna	No	Normal
79	Patio tanques	Tanque 28	Ntd600	3/4	30	No	Ninguna	No	Normal
80	Patio tanques	Tanque 29	Td52	3/4	30	Sí	Ninguna	No	Normal
81	Patio tanques	Línea vapor a tocador	Tdc	1/2	150	Sí	Ninguna	No	Normal
82	Patio tanques	Línea de vapor tocador antes de junta de expansión	Tdc	1/2	150	Sí	Agua arriba y abajo	No	Normal
83	Tocador	Salida i/c	Wtd-52	1	140	No	Agua arriba y abajo	No	Ciclo rápido
84	Tocador	Distribuidor principal	Tdc	1/2	140	Sí	Agua arriba y abajo	No	Falla abierta
85	Tocador	Paila tocador	B1h-125	1/2	20	Sí	Ninguna	No	Falla abierta
86	Tocador	Línea jabón salida crutcher #1	B1h-125	1/2	20	No	Ninguna	No	Falla abierta
87	Tocador	Línea jabón salida i/c (enchafetado)	Td52	3/4	20	Sí	Agua arriba y abajo	No	Falla abierta
88	Tocador	Línea entrada a paila	B1h-125	1/2	20	Sí	Ninguna	No	Falla abierta

		(enchaquetado)							
89	Scn primer nivel	Tanque grasa blanqueada tanque 2	Td52	3/4	15	Sí	Ninguna	No	Normal
90	Scn primer nivel	Tanque grasa blanqueada tanque 1	Td52	3/4	15	Sí	Ninguna	No	Normal

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
91	Scn primer nivel	Tanque slop #1	Td52	3/4	15	No	Ninguna	No	Falla cerrada
92	Scn primer nivel	Tanque slop #2	Td52	3/4	15	Sí	Ninguna	No	Normal
93	Scn primer nivel	Tanque slop #3	Td52	3/4	15	No	Ninguna	No	Normal
94	Scn primer nivel	Tracing tubería lejía columna 2	Td52	3/4	15	Sí	Ninguna	No	Normal
95	Scn primer nivel	Tracing tubería lejía columna 1	Tdc	1/2	15	Sí	Ninguna	No	Normal
96	Scn primer nivel	Tracing tubería slop #3	Td52	1/2	15	Sí	Ninguna	No	Normal
97	Scn primer nivel	Tracing tubería slop #1	Nn	1/2	15	No	Ninguna	No	Normal
98	Scn segundo nivel	Distribuidor vapor	Td52	1/2	150	No	Agua arriba	No	Falla cerrada
99	Scn segundo nivel	Tanque reagente usado	Yarway 129	1/2	10	No	Agua abajo	No	Normal
100	Scn segundo nivel	Tracing tubería slop	Td52	1/2	10	No	Ninguna	No	Normal
101	Scn segundo	Tracing	Yarway	1/2	10	No	Ninguna	No	Falla abierta

	nivel	autoclave #1	129						
102	Scn segundo nivel	Autoclave #1 serpentín precalentamiento	Yarway 129	1/2	20	No	Ninguna	No	Falla abierta
103	Scn segundo nivel	Autoclave #1 serpentín calentamiento	Td52	1/2	20	No	Ninguna	No	Falla cerrada

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
104	Scn segundo nivel	Tracing línea grasa en autoclave #1	Yarway 129	1/2	20	No	Ninguna	No	Normal
105	Scn segundo nivel	Tracing línea jabón en mezclador #1	Yarway 129	1/2	20	No	Ninguna	No	Normal
106	Scn segundo nivel	Tracing línea jabón en columna # 5	Nn	1/2	20	No	Ninguna	No	Falla cerrada
107	Scn segundo nivel	Tracing línea jabón en columna #4	Dc50	1/2	20	No	Ninguna	No	Normal
108	Scn segundo nivel	Tracing línea jabón en columna #3	Td52	1/2	20	No	Ninguna	No	Normal
109	Scn segundo nivel	Tracing línea jabón en columna	Yarway 129	1/2	20	No	Ninguna	No	Normal

		#2							
110	Scn segundo nivel	Tracing línea jabón en columna #1	Yarway 129	1/2	20	No	Ninguna	No	Normal
111	Scn segundo nivel	Tracing línea jabón i/c #1	Td52	1/2	20	No	Ninguna	No	Normal
112	Scn segundo nivel	Precaentado o serpentín autoclave #2	Td52	1/2	30	No	Agua arriba y abajo	No	Normal

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
113	Scn segundo nivel	Calentador serpentín autoclave #2	Sf8	1/2	30	No	Agua arriba y abajo	No	Normal
114	Scn segundo nivel	Tracing línea jabón autoclave #2	Sf8	1/2	20	No	Ninguna	No	Normal
115	Scn segundo nivel	Tracing línea jabón mezclador refrigerante	Yarway 129	1/2	20	No	Ninguna	No	Normal
116	Scn tercer nivel	Tanque aceite de coco	Yarway 129	1/2	5	No	Ninguna	No	Normal
117	Scn tercer nivel	Tanque agua hidrolizada	Yarway 129	1/2	5	No	Ninguna	No	Falla cerrada
118	Scn tercer nivel	Tanque solución de sal	Wtd-52	1/2	5	No	Ninguna	No	Mal instalada
119	Scn tercer nivel	Tanque soda	Yarway 129	1/2	5	No	Agua abajo	No	Normal

		caustica							
120	Scn tercer nivel	Tanque grasas blanqueada	Td52	1/2	5	No	Ninguna	No	Falla cerrada
121	Scn tercer nivel	Tracing en línea a tanque separadores	Yarway 129	1/2	10	No	Ninguna	No	Normal
122	Scn tercer nivel	Tanque grasa blanqueada planta 2	Td52	1/2	10	No	Ninguna	No	Falla abierta

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
123	Scn tercer nivel	Tanque soda planta 2	Td52	1/2	10	Sí	Ninguna	No	Normal
124	Scn tercer nivel	Tanque agua regenerada planta 2	Td52	1/2	10	Sí	Ninguna	No	Normal
125	Scn tercer nivel	Tanque salmuera planta 2	Td52	1/2	10	Sí	Ninguna	No	Normal
127	Scn tercer nivel	Tanque silicato	Td52	1/2	10	Sí	Ninguna	No	Normal
128	Scn tercer nivel	Tanque reagente usado	Td52	1/2	10	Sí	Ninguna	No	Normal
130	Glicerina	Distribuidor de vapor	B1h-125	3/4	150	Sí	Ninguna	No	Normal
131	Glicerina	Separador vapor primer efecto	811	1	90	Sí	Ninguna	No	Normal
132	Glicerina	Distribuidor	811	1	90	No	Ninguna	No	Normal

		glicerina cruda							
133	Glicerina	Evaporador primer efecto- calandria	Ft-47	2	15	Sí	Agua arriba y abajo	No	Normal
134	Glicerina	Distribuidor producto terminado	Td42	1/2	90	No	Ninguna	No	Falla abierta
135	Glicerina	Tanque preparación glicerina	Juker	1/2	140	No	Ninguna	No	Falla abierta
136	Glicerina	Tanque almacenami ento	Juker	1/2	140	No	Ninguna	No	Normal

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
137	Glicerina	Tanque receptor glicerina d- 170.2	Juker	1/2	140	No	Ninguna	No	Normal
138	Glicerina	Tanque precalentad o glicerina cruda	B3-125	1	140	No	Ninguna	No	Falla abierta
139	Glicerina	Tanque glicerina blanqueo usp, tanque g19	Juker	1/2	10	No	Ninguna	No	Normal
140	Glicerina	Distribuidor de vapor de vacío	Td42	1/2	90	No	Ninguna	No	Falla abierta
141	Glicerina	Destilador	Juker	1/2	140	No	Ninguna	No	Normal
142	Glicerina	Tanque 3- preparación lejía	Td52	1/2	10	Sí	Ninguna	No	Normal
143	Glicerina	Tanque 12a	Td52	1/2	10	Sí	Ninguna	No	Normal

144	Glicerina	Línea entrada a distribuidor glicerina cruda	Td52	1/2	90	Sí	Ninguna	No	Falla cerrada
145	Sulfonación planta 1000	Salida batea entrada filtro bomba 25p2	Tdc	1/2	80	Sí	Agua arriba y abajo	No	Falla abierta
146	Sulfonación planta 1000	Calentamiento bomba y filtro 25p2	Tdc	1/2	80	Sí	Agua arriba y abajo	No	Falla abierta
147	Sulfonación planta 1000	Calentamiento medidor micromotion	Tdc	1/2	80	Sí	Agua arriba y abajo	No	Falla abierta

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
148	Sulfonación planta 1000	Calentamiento tubería entrada filtro bomba 25p1	Tdc	1/2	80	Sí	Agua arriba y abajo	Sí	Normal
149	Sulfonación planta 1000	Calentamiento bomba y filtro 25p1	Tdc	1/2	80	Sí	Agua arriba y abajo	Sí	Falla abierta
150	Sulfonación planta 1000	Calentamiento pistón bomba 25p2	Tdc	1/2	80	Sí	Agua arriba y abajo	Sí	Normal
151	Sulfonación planta 1000	Distribuidor de vapor	Tdc	1/2	80	Sí	Agua arriba y abajo	Sí	Normal
152	Sulfonación planta 1000	Calentamiento tubería de batea filtro 25pa	Tdc	1/2	80	Sí	Agua abajo	Sí	Normal
153	Sulfonación planta 1000	Línea entre filtro y	Tdc	1/2	80	Sí	Agua abajo	Sí	Normal

		bomba 25pa							
154	Sulfonación planta 1000	Calentamiento pistón bomba 25pa	Tdc	1/2	80	Sí	Agua abajo	Sí	Falla abierta
155	Sulfonación planta 1000	Calentamiento salida bomba 25pa	Wtd-52	1/2	80	Sí	Agua arriba y abajo	Sí	Normal
156	Sulfonación planta 1000	Salida batea a filtro 25pb	Tdc	1/2	80	Sí	Agua arriba y abajo	Sí	Normal
157	Sulfonación planta 1000	Calentamiento entre bomba y filtro 25pb	Tdc	1/2	80	Sí	Agua arriba y abajo	Sí	Normal
158	Sulfonación planta 1000	Calentamiento pistón bomba 25pb	Tdc	1/2	80	Sí	Agua abajo	Sí	Normal

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
159	Sulfonación planta 1000	Distribuidor batea b trampa inferior	Tdc	1/2	80	Sí	Agua arriba y abajo	Sí	Falla abierta
160	Sulfonación planta 1000	Calentamiento batea a	811	1	80	Sí	Agua abajo	No	Normal
161	Sulfonación planta 1000	Calentamiento batea b	811	1	80	No	Agua abajo	No	Falla abierta
162	Sulfonación planta 1000	Calentamiento camisa batea a y b	811	1	80	No	Agua arriba y abajo	No	Normal
163	Sulfonación planta 1000	Filtro azufre salida tanque c	Td52	1/2	80	Sí	Agua abajo	Sí	Falla abierta
164	Sulfonación planta 1000	Calentamiento flotador de nivel batea a	Td52	3/4	80	No	Agua arriba y abajo	Sí	Normal
165	Sulfonación	Calentamiento	Td52	1/2	80	No	Ninguna	No	Falla abierta

	planta 1000	nto tubo enchaqueta do azufre							
166	Sulfonación planta 1000	Tubo enchaqueta do salida tanque c	Tdc	1/2	80	No	Ninguna	No	Falla abierta
167	Sulfonación planta 1000	Línea azufre general tanque c	Td52	1/2	80	Sí	Agua abajo	Sí	Normal
168	Sulfonación planta 1000	Calentamiento resistencia del horno	Td40	1/2	80	No	Agua arriba y abajo	No	Falla cerrada
169	Sulfonación planta 1000	Calentamiento serpentín tanque c	Dc50	1/2	80	Sí	Ninguna	No	Falla abierta

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
170	Sulfonación planta 1000	Calentamiento serpentín tanque c	Wtd-52	1/2	80	No	Ninguna	No	Falla cerrada
171	Sulfonación planta 1000	Calentamiento chaqueta tanque c	Tdc	1/2	80	No	Ninguna	No	Normal
172	Planta de tratamiento de azufre	Distribuidor de vapor	800	1/2	80	No	Agua arriba y abajo	No	Falla cerrada
173	Planta de tratamiento de azufre	Calentamiento filtro	Td52	1	80	No	Ninguna	No	Falla abierta
174	Planta de tratamiento de azufre	Calentamiento filtro compuerta	B1h-125	1/2	80	No	Ninguna	No	Falla abierta
175	Planta de	Salida filtro	812	3/4	80	No	Ninguna	No	Falla abierta

	tratamiento de azufre								
176	Planta de tratamiento de azufre	Línea tanque a filtro	Wtd-52	1/2	80	No	Ninguna	No	Falla abierta
177	Planta de tratamiento de azufre	Tubo bypass salida filtro	800	1/2	80	No	Ninguna	No	Normal
178	Planta de tratamiento de azufre	Línea salida bomba de fosa	Wtd-52	1/2	80	No	Ninguna	No	Falla cerrada
179	Planta de tratamiento de azufre	Línea salida bomba de fosa	Wtd-52	1/2	80	No	Ninguna	No	Normal
180	Planta de tratamiento de azufre	Calentamiento tubería bypass	Wtd-52	1/2	80	No	Ninguna	No	Falla cerrada

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
181	Planta de tratamiento de azufre	Calentamiento tubería recirculación	Wtd-52	1/2	80	No	Ninguna	No	Normal
182	Planta de tratamiento de azufre	Serpentín fosa	Tdc	1/2	80	No	Ninguna	No	Normal
183	Planta de tratamiento de azufre	Serpentín fosa	811	3/4	80	No	Ninguna	No	Falla cerrada
184	Planta de tratamiento de azufre	Tubería soplado	800	1/2	80	No	Ninguna	No	Falla cerrada
185	Planta de tratamiento de azufre	Tubo encaquetado salida filtro	Tdc	1/2	80	No	Ninguna	No	Normal

186	Planta de tratamiento de azufre	Tubo enchaquetado salida filtro	Wtd-52	1/2	80	No	Ninguna	No	Falla abierta
187	Planta de tratamiento de azufre	Serpentín electro filtro	Td52	1/2	80	Sí	Agua arriba	No	Falla cerrada
188	Planta de tratamiento de azufre	Tubo chaqueta ventilador 14k2	Td52	3/4	80	No	Agua arriba	No	Normal
189	Planta de tratamiento de azufre	Tubo chaqueta ventilador 14k1	800	1/2	80	No	Agua arriba	No	Normal
190	Sulfonación planta 2000	Electro filtro	800	1/2	80	Sí	Agua arriba	No	Falla cerrada
191	Sulfonación planta 1000	Calentamiento tubería oleo	800	1/2	80	No	Ninguna	No	Falla cerrada

Continuación Tabla 37. Estudio de análisis de funcionamiento

Consecutivo	Área	Ubicación	Serie	Conexión (in)	Presión de operación (psi)	Filtro	Válvula de corte	Cheque	Estado de funcionamiento
192	Sulfonación planta 2000	Calentamiento resistencia de horno	Wtd-52	1/2	80	No	Agua arriba y abajo	No	Falla abierta
193	Sulfonación planta 2000	Salida radiador, calentamiento silica en gel	B4	1 1/2	80	No	Agua abajo	No	Normal
194	Sulfonación planta 2000	Purga línea de vapor entre radiador	Wtd-52	1/2	80	No	Agua abajo	No	Normal
195	Sulfonación planta 1000	Calentamiento tanque de agua	Tdc	3/4	80	Sí	Agua arriba	No	Normal

196	Sulfonación planta 1000	Secador silica gel	Termostática	2	80	No	Agua arriba	No	Normal
197	Sulfonación planta 1000	Línea a secador silica gel	Td52	1/2	80	No	Agua abajo	No	Normal
198	Detergente	Separador en atomización	Tdc	1/2	90	No	Ninguna	No	Falla abierta
199	Detergente	Precaletado bunker	Td52	3/4	100	No	Ninguna	No	Normal
200	Detergente	Precaletado salida i/c	Wtd-52	1/2	100	Sí	Agua arriba y abajo	No	Falla abierta

Figura 31. Funcionamiento porcentual según el estado de operación de trampas de vapor para toda la planta de manufactura

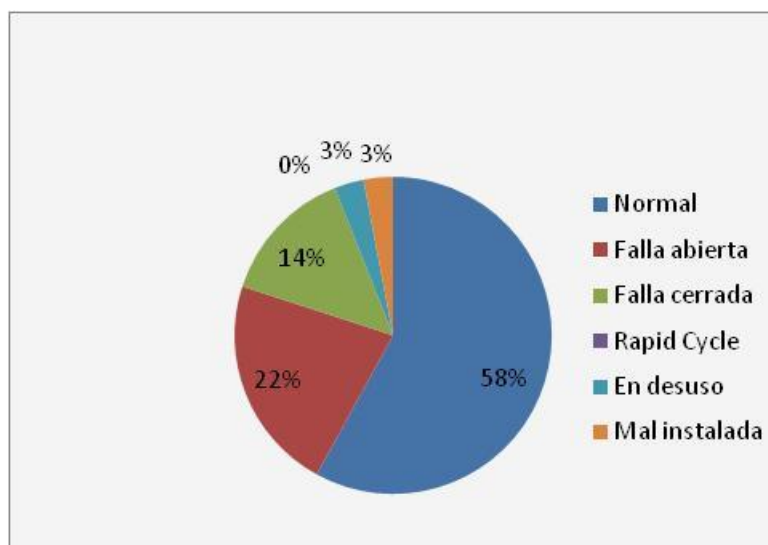


Tabla. 38. Materiales a pedir para completar el set de trampa de vapor

Accesorio	cantidad	conexión (in)
Filtro	30	1/2
	7	3/4
	5	1
Cheque	50	1/2
	16	3/4
	9	1
válvula de bola	77	1/2
	25	3/4
	13	1
cantidad de uniones universales	55	1/2
	16	3/4
	9	1
cantidad trampas de vapor de flote	5	3/4
	11	1/2
trampas termodinámicas	42	1/2
	9	3/4
	8	1

Tabla 39. Energía en condensados a recuperar en operación estable según departamento

Departamento	Condensados (kg/s)	Potencia (W)
Lavandería	1.13	308.84
Glicerina	0.63	171.58
Sulfonación	0.38	102.95
Detergente	0.00	0.00
Barra	0.00	0.00
Tocador	0.04	12.01
IODESA	0.25	68.63
Calderas	0.23	61.77
TOTAL	3	726

Tabla 40. Tubería a utilizar para el diseño de red de condensados en calderas

Línea de retorno común	Diámetro nominal (in) H.N. CD40
Caldera 6 y caldera 8	2
Tanque 33 y tanque 34	2
Distribuidor principal	2
Distribuidor principal y auxiliar	2.5
Distribuidor principal, caldera 7 y distribuidor auxiliar	3

Tabla 41. Pérdidas energéticas para trampas que fallan abiertas

Consecutivo	Consumo lb/h	consumo kg/s	hf a Tsat (kJ/kg)	Potencia (kW)
12	40	0.00504	42.022	0.21
20	40	0.00504	42.022	0.21
101	40	0.00504	42.022	0.21
122	40	0.00504	42.022	0.21

Continuación Tabla 41. Pérdidas energéticas para trampas que fallan abiertas

Consecutivo	Consumo lb/h	consumo kg/s	hf a Tsat (kJ/kg)	Potencia (kW)
67	40	0.00504	62.982	0.32
85	40	0.00504	83.915	0.42
86	40	0.00504	83.915	0.42
87	40	0.00504	83.915	0.42
88	40	0.00504	83.915	0.42
102	40	0.00504	83.915	0.42
145	80	0.01008	335.020	3.38
146	80	0.01008	335.020	3.38

147	80	0.01008	335.020	3.38
149	80	0.01008	335.020	3.38
154	80	0.01008	335.020	3.38
159	150	0.01890	335.020	6.33
161	80	0.01008	335.020	3.38
163	80	0.01008	335.020	3.38
165	80	0.01008	335.020	3.38
166	80	0.01008	335.020	3.38
169	80	0.01008	335.020	3.38
173	80	0.01008	335.020	3.38
174	80	0.01008	335.020	3.38
175	80	0.01008	335.020	3.38
176	80	0.01008	335.020	3.38
186	80	0.01008	335.020	3.38

Continuación Tabla 41. Pérdidas energéticas para trampas que fallan abiertas

Consecutivo	Consumo lb/h	consumo kg/s	hf a Tsat (kJ/kg)	Potencia (kW)
192	80	0.01008	335.020	3.38
9	100	0.01260	337.040	4.25
10	100	0.01260	337.040	4.25
21	100	0.01260	337.040	4.25
134	250	0.03150	337.040	10.62
140	250	0.03150	337.040	10.62
198	150	0.01890	337.040	6.37
200	150	0.01890	419.170	7.92

31	200	0.02520	589.160	14.85
34	200	0.02520	589.160	14.85
49	350	0.04410	589.160	25.98
84	350	0.04410	589.160	25.98
135	150	0.01890	589.160	11.13
138	200	0.02520	589.160	14.85
4	200	0.02520	632.180	15.93
23	350	0.04410	632.180	27.88
30	350	0.04410	632.180	27.88
65	350	0.04410	632.180	27.88
TOTAL				319.11

3.3. Discusión de red de retorno de condensados: Es evidente que el error humano y la falta de capacitación son responsables por la ineficiencia de la red de distribución de vapor. Para asegurar el funcionamiento adecuado de una trampa de vapor, se debe instalar adecuadamente, siguiendo las recomendaciones del fabricante. En muchos casos se observó que las trampas de vapor no tienen fallas mecánicas pero su instalación se hizo de manera incorrecta. El personal operativo no sabe cómo funciona una trampa de vapor y no reciben una capacitación adecuada para la instalación y mantenimiento de los diferentes tipos de trampas de vapor. En algunos de los equipos, por restricción de espacio o por falta de materiales y accesorios de tubería, no se instalan las trampas de vapor siguiendo las instrucciones del fabricante.

En el área de Sulfonación se abren válvulas de bypass para inutilizar las trampas debido a que las líneas de condensado están inundadas y los tiempos de arranque son muy largos. Con líneas de drenaje debidamente dimensionadas, se pueden reducir los tiempos de arranque sin caer en las malas prácticas de abrir las válvulas de bypass para purgar condensados. Se considera una mala práctica porque se desperdicia vapor vivo y porque causa golpe de ariete en la tubería.

No existe un procedimiento estandarizado para la instalación de un set de trampa de vapor en la planta de manufactura. Estos procedimientos deberían de estar alineados con los objetivos de cada departamento y ser consistentes para asegurar una operación adecuada de las trampas de vapor a instalar, mantener o cambiar.

Para poder recuperar los condensados de los departamentos de Lavandería, Sulfonación, Tocador sin riesgo a contaminar el agua de alimentación para calderas, se deben instalar equipos de detección de contaminación para cada equipo del cual se desean recuperar los condensados. Dichos equipos censan el condensado al detectar cambios en la conductividad del condensado. Cuando la conductividad de el condensado de un equipo cambia mas allá de un valor establecido, un controlador acciona una válvula de bypass para sacar el caudal de condensado contaminado de la red de recuperación de condensado.

Es importante mencionar que la selección de la bomba para bombear condensados depende del caudal de condensados que se desea recuperar. En este documento se selecciona la bomba para manejar los condensados del área de calderas debido a estos condensados no tienen riesgo de contaminación con ácido o jabón. Sin embargo, si se desea retornar condensado de otros departamentos, se debe considerar el caudal nuevo a manejar para la selección de la bomba de condensado.

Aparte del contenido calórico del agua de condensados, su uso como agua de alimentación para calderas se justifica ya que se ahorra dinero al minimizar el tratamiento

de químico para agua de calderas y se extiende frecuencia de regeneración para suavizadores y desilizadores.

En Guatemala no existe un control muy estricto por parte del ministerio de ambiente para la temperatura de descarga del agua industrial a los ríos. En otros países, el costo en multas y problemas legales se debe considerar como un factor importante para justificar una red de retorno de condensados.

Se opta por instalar una trampa de flote y termostato FT-150 de ½” en el área de calderas en la parte inferior de un distribuidor auxiliar, el cual carecía una trampa de vapor. Se evidencia una minimización de ruido y vibraciones mecánicas en el distribuidor durante el proceso de arranque de calderas.

La planta de manufactura sufre de cambios constantes en su tubería debido al reemplazo de equipos y optimización de procesos. Se contabilizaron 5 equipos obsoletos con trampas de vapor en desuso. Un propósito del estudio de análisis de funcionamiento, es precisamente, identificar las trampas de vapor obsoletas. Se sugiere la demolición de las líneas de retorno de condensado obsoletas para mejorar el aspecto visual de los departamentos.

Para los 5 equipos que se encuentran con trampas mal instaladas, no es posible determinar el estado de operación de las trampas por lo que se sugiere que se modifique la tubería de retorno de condensado según las especificaciones del fabricante para luego someter a las trampas de vapor al estudio de estado de operación.

Para calcular las pérdidas energéticas de las trampas que fallan abiertas, se debió consultar el consumo de vapor en los manuales de cada equipo. Los manuales de algunos equipos no se encontraron por lo que se asumen consumos de vapor para ciertos equipos al compararlos con las especificaciones de manuales de equipos similares. Se podrían

obtener datos de pérdidas energéticas más significativos al instalar y calibrar medidores de flujo para medir el consumo de vapor de los equipos en diferentes condiciones de operación.

Se contabilizaron 197 trampas en el estudio de estado de operación, sin embargo los consecutivos de las trampas llegan a 200. Esta discrepancia se debe a que se rompieron tres de los consecutivos de aluminio al instalarse.

Se realiza la prueba de adecuación de la bomba Hidromac K6T, debido a que la gran mayoría de bombas en el área de calderas son Hidromac K6T. Esto permite cierta versatilidad para los repuestos que se tienen para las bombas. Adicionalmente se tienen bombas Hidromac K6T en bodega como bombas comodín para poder intercambiar mientras se le da mantenimiento a la que estaba en operación.

4. Distribuidor

4.1. Diseño de distribuidor: Cuando cinco calderas se conectan a un distribuidor el diseño es por demás crítico. El distribuidor cumple dos

funciones: separar un posible arrastre de agua y distribuir las cargas del sistema de acuerdo a la demanda de la planta. El diámetro de un distribuidor debe calcularse estimando una velocidad máxima de 3000 ft/min a las condiciones de.

Las trampas en estos distribuidores deben tener capacidad suficiente para evitar un posible arrastre de agua.

Los distribuidores en la planta son menos críticos pero también deben diseñarse de acuerdo a una norma estandarizada. La norma estandarizada a utilizar en este caso es la norma ANSI. La tubería de acero ASTM A 53 es recomendada para instalaciones de gas

y conducción de fluidos poco corrosivos como aceite, aire, agua, gas y vapor a altas y medias presiones.

Ubicación de distribuidores de vapor en sala de calderas y áreas de producción. Un buen diseño no implica ahorros potenciales sino seguridad, eficiencia y un mejor aprovechamiento del vapor.

Al momento de diseñar un distribuidor se debe tomar en cuenta la elección de un material. Para la selección de la tubería se utiliza una norma estandarizada ANSI para la elección de la misma.

Para poder llevar a cabo el diseño de un distribuidor se deben tomar en cuenta distintas variables y factores de diseño. El distribuidor se compone de distintas partes y se debe realizar un diseño específico para cada una de ellas, al momento de unir todas estas partes se obtendrá un distribuidor de vapor.

Cabe también mencionar que en este proyecto se realizó el cálculo del distribuidor de vapor principal y el cálculo de los distribuidores de las distintas áreas, siguiendo cada uno de los pasos que se muestra a continuación en el diseño de cada parte:

4.1.1. Soportes: En el diseño de soportes se seleccionó un perfil en I, los cuales proporcionan la resistencia necesaria con un factor de seguridad para sostener al distribuidor y permitir que este funcione en sus condiciones óptimas. Para el cálculo de dichos soportes se realizara el diseño, dimensionamiento del distribuidor y líneas de vapor. Ya con esta información se obtiene el peso total del distribuidor y de las líneas que están conectadas al distribuidor. Con estos datos se procederá a realizar el cálculo asumiendo que el distribuidor es una viga con cargas puntuales las cuales son las tuberías que se encuentran encima de esta.

Se utilizó el volumen de cada tubería y distribuidor los cuales se multiplicaron por la densidad del Acero = 490 lb/ft^3 , para obtener el peso total al cual serán sometidos los

soportes. Para calcular dichos pesos se sacó el volumen de cada tubería y luego se multiplicó por la densidad.

Por ejemplo el volumen del distribuidor es de 5.54 ft^3 , al multiplicarlo por la densidad se obtiene:

$$m = v\rho = 5.54 \times 490 = 2715 \text{ lb}$$

De la misma forma se cálculo el peso de cada tubería y se obtuvo el peso total de las líneas individuales.

Tabla 42. Pesos de distribuidor, líneas de distribución y accesorios.

Accesorios	Peso (lb)
Cuellos	456
Distribuidor	2715
líneas individuales	9603
Peso total	12,774

Se tienen 14 líneas a través del distribuidor separadas a una distancia de 0.30 m por lo que se necesitaran más de dos soportes para evitar que el distribuidor falle por esfuerzo corte o momento flexionante.

El distribuidor se puede tomar como una viga de perfil circular a continuación se muestra el diagrama de distribución de las cargas:

Tabla 43. Cartas del distribuidor.

Cargas	
p1	1125 lb
p2	1125 lb
p3	425 lb
p4	425 lb
p5	1125 lb
p6	576 lb
p7	1125 lb
p8	1125 lb
p9	425 lb
p10	425 lb
p11	425 lb
p12	425 lb
p13	425 lb
p14	425 lb

Figura 32. Diagrama de cargas

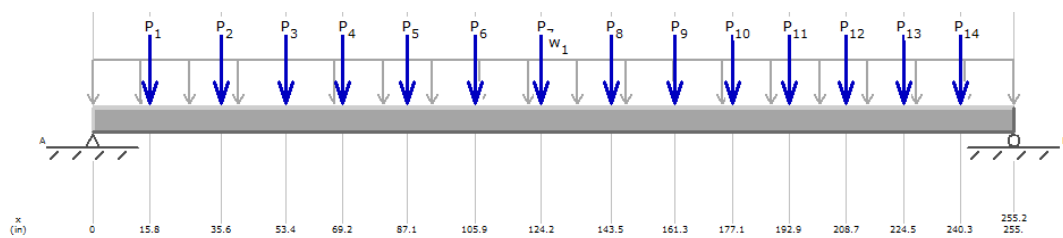


Figura 33. Diagrama de corte

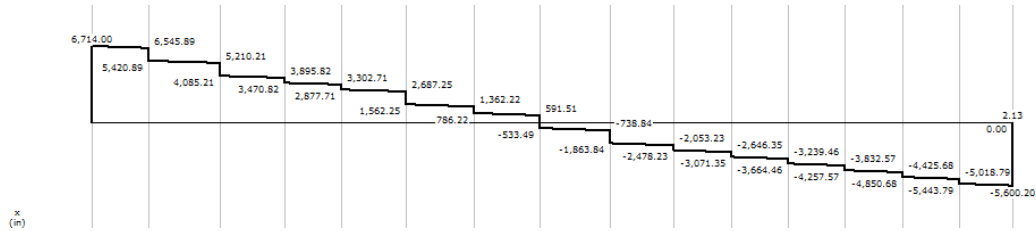
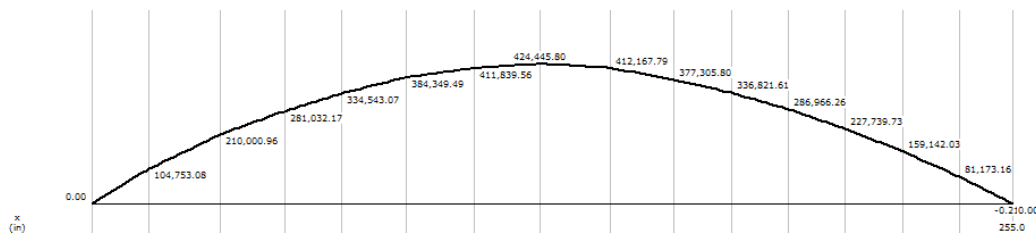


Figura 34. Diagrama de momentos



Estos diagramas fueron calculados con el programa MDsolids, para diseño de vigas. Sé que el esfuerzo cortante $V = 6,714$ lb un diámetro exterior $D=20$ in y un diámetro interior $d = 18.81$ in.

Para calcular el esfuerzo de máximo de tensión, compresión y cortante en el tubo se procede a utilizar la fórmula de torsión para una sección circular hueca.

$$\tau_{max} = \frac{2V}{A} = \frac{2V}{\frac{\pi \cdot D^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \frac{2 \cdot 6,714}{\frac{\pi \cdot 20^2}{4} - \frac{\pi \cdot 18.81^2}{4}} = 370.20 \text{ PSI}$$

Se tiene para la tubería de acero un esfuerzo permisible de $S = 12$ KPsi.

Al momento de realizar el análisis, se muestra que el esfuerzo cortante máximo que se da es de $\tau_{max} = 370.20$ PSI y se tiene un permisible de $S = 12$ KPsi, por lo que $S > \tau_{max}$ entonces la viga en este caso el distribuidor no fallara por corte. El esfuerzo por compresión y tensión es el mismo que esfuerzo cortante máximo por lo que si en algún momento es sometida a estos esfuerzos axiales tampoco fallara.

Ya que se tiene el cálculo de los esfuerzos, se puede determinar si resistirá con dos soportes y procede al cálculo de dichos soportes.

Se toma el cálculo para una columna de EULER en donde se debe escoger la longitud de dicha columna.

- Se elige $C = 1/4$ que es la constante de condición de extremos. El valor es de $1/4$ ya que se tiene un lado empotrado y el otro lado libre.
- Es necesario tener un coeficiente de elasticidad E en este caso $E = 30 \times 10^6$ PSI para el acero.
- Se necesita elevar 16 in el distribuidor para poder utilizar la misma tubería de distribución, es por esta razón que $L=16$ in.
- Se tiene elige un factor de seguridad $nd=2$ ya que se diseñara para una carga crítica.
- Se colocarán tres soportes por lo que el $P_{cr} = P_{total} * nd = (12,774/3) * 2 = 8,516$ lb.
- Se calcula el peso crítico en base a la selección de materiales y perfiles para realizar la comparación con el peso crítico calculado.

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{L^2} = \frac{C\pi^2 E \left(\frac{b \cdot h^3}{12}\right)}{L^2} \quad \text{Ecuación 23}$$

Sustituyendo,

$$8,516 = \frac{\left(\frac{1}{4}\right) \pi^2 (30 * 10^6) \left(\frac{b * 1^3}{12}\right)}{16^2}$$

Despejando b,

$$b = 0.35 \text{ in}$$

Es necesaria una base de 0.35 in con una altura de 1 in y 16 in de longitud.

En el cálculo anterior se muestra el tamaño óptimo para un soporte cuadrado, sin embargo se tienen soportes con perfil de I los cuales se deben utilizar ya que están disponibles, para este caso se siguen los siguientes pasos:

- Utilizando la tabla AISC de perfiles se toma el momento de inercia $I = 1.49 \times 10^5 \text{ in}^4$.
- Se utilizarán vigas con perfil de I con una longitud $L = 16.1417 \text{ in}$.

$$P_{cr} = \frac{C\pi^2 EI}{L^2} = \frac{\left(\frac{1}{4}\right)\pi^2(30 \times 10^6)(3.003 \times 10^4)}{(16.1417^2)} = 8.53 \times 10^8 \text{ lb}$$

Se puede observar que el $P_{cr} = 8,516 \text{ lb}$ al cual estarán sometidos los soportes es mucho menor que el $P_{cr} = 8.53 \times 10^8 \text{ lb}$ de capacidad de carga de los mismos.

Se demostró que con dos soportes se demuestra que no fallara el distribuidor, sin embargo se utilizaran tres soportes con perfil de I con una alma de 16.14 in como factor de seguridad. Dichos soportes se soldaron con unas láminas al distribuidor principal y están sobre puestos en el suelo.

4.1.2. Piernas colectoras: En la elaboración de las piernas colectoras es necesario realizar el cálculo de los distintos diámetros, el diámetro

nominal (d1) y el diámetro de profundidad (d2). Estos se calculan con base al diámetro nominal del distribuidor (D). Se selecciona tubería de hierro negro cédula 40 para el diseño y fabricación de dichas piernas colectoras. Utilizando los cálculos que se

muestran, se logran calcular ambos diámetros para las piernas colectoras. Dicha tabla procede del manual “Steam Mains and Drainage capítulo 10.3”.

Dependiendo de la cantidad de piernas colectoras que se hayan elegido en base al diseño del distribuidor, se debe tomar en cuenta la longitud del distribuidor (L) y con esta longitud se realiza una división entre la cantidad de piernas colectoras + 1 lo cual proporciona la distancia que debe existir entre cada pierna colectora.

Luego de haber realizado los cálculos del dimensionamiento del distribuidor principal de calderas se obtuvo que este debe tener 20 in (508 mm) de diámetro externo. Utilizando este diámetro como referencia $D=508$ mm, se procedió al cálculo de las piernas colectoras en donde el $D > 250$ mm por lo tanto:

Distribuidor principal de vapor (calderas).

$$d_1 = \frac{D}{2} = \frac{508}{2} = 254 \text{ mm} = 10 \text{ in}$$

De la misma forma ya que se tiene 508 mm de diámetro externo y haciendo referencia a la anexo 6 se calcula el diámetro de profundidad:

$$d_2 = D = 508 \text{ mm} = 20 \text{ in}$$

Para los distribuidores de las demás áreas se realizaron los mismos cálculos. Luego de calcular el dimensionamiento de cada uno se procede a analizar el diámetro externo y dependiendo su magnitud se procede a calcularlo como se muestra a continuación:

Lavandería ($D=10$ in = 254 mm)

Se tiene que $D > 250$ mm por lo que:

$$d_1 = \frac{D}{2} = \frac{254}{2} = 127 \text{ mm} = 5 \text{ in}$$

$$d_2 = D = 254 \text{ mm} = 10 \text{ in}$$

Glicerina (D=4 in=101.6 mm)

Se tiene que $100 < D < 250$ mm por lo que:

$$d_1 = 100 \text{ mm} = 3.94 \text{ in}$$

$$d_2 = 150 \text{ mm} = 5.91 \text{ in}$$

Sulfonación, Detergentes, Tocador (D=2 in = 50.8 mm)

Se tiene que $D < 100$ mm por lo que:

$$d_1 = D = 50.8 \text{ mm} = 2 \text{ in}$$

$$d_2 = 100 \text{ mm} = 3.94 \text{ in}$$

Barra (D=1.25 in =31.75 mm)

Se tiene que $D < 100$ mm por lo que:

$$d_1 = D = 31.75 \text{ mm} = 1.25 \text{ in}$$

$$d_2 = 100 \text{ mm} = 3.94 \text{ in}$$

Iodesa (D=1.5 in = 38.1 mm).

Se tiene que $D < 100$ mm por lo que:

$$d_1 = D = 38.1 \text{ mm} = 1.5 \text{ in}$$

$$d_2 = 100 \text{ mm} = 3.94 \text{ in}$$

Cada pierna colectora está cerrada y pernadas. Para hacer el cierre de estas piernas se utilizará una brida. Cada perno es de grado 5 y las bridas se fabricarán de hierro negro.

4.1.3. Caudal necesario de distribuidores para líneas de distribución: El caudal necesario es con base a las necesidades de cada una de las

áreas que son abastecidas de vapor por los distintos distribuidores. Los distribuidores se diseñan según a cada caudal necesario, estos caudales fueron proporcionados por la planta de acuerdo a sus necesidades para trabajar en condiciones ideales. A continuación se muestra una tabla con los caudales proporcionados. Estos son caudales ideales teóricos, ya que no existen medidores de flujo.

Tabla 44. Caudales necesarios para distribuidores de cada área.

Departamento	Q(lb/h)
Lavandería	48000
Glicerina	9000

Sulfonación	3000
Detergentes	3000
Barra	1000
Tocador	5000
Iodesa	2000
Calderas	106000

4.1.4. Bridas: Para la selección de las bridas se utilizó la norma ASME/ANSI B16.5 la cual indica el tamaño adecuado de las bridas para una tubería de 20 in de diámetro cédula 40. Se utilizan empaques para alta presión y temperatura MAMUSA de 1/4 para conectar las bridas al distribuidor.

Para el diseño del distribuidor se toman el dato de una brida para tubería de 20 in de diámetro la norma indica que se debe utilizar bridas con un diámetro exterior de 27.5 in, diámetro interior de 20.20 in de diámetro interior, debe tener 20 agujeros para 20 pernos, el agujero para los pernos debe ser de 1-1/4 in. El diámetro de perno a utilizar recomendado es 1/8 menor al tamaño del agujero del perno, por lo tanto se utilizarán pernos de 1-1/8.

4.1.5. Dimensionamiento de distribuidor: Para realizar el cálculo de un distribuidor se llevan a cabo los mismos cálculos que se realizar para calcular las líneas de tuberías. Por parte de la planta se obtienen los datos de los caudales que debe haber en cada una de las áreas.

Para calcular el diámetro adecuado de cada distribuidor se debe utilizar: $A = 2.4 Q \sqrt{V_s / V}$, la cual proviene del manual HookUp de Spirax Sarco. Teniendo esta ecuación se puede calcular el área de cada uno de los distribuidores, en donde compara el área obtenida de la fórmula con el área interna de la cédula específica y se reporta el área nominal. El diámetro nominal utilizando se obtiene del anexo 7. El caudal (Q) es el dato

teórico que se tiene para cada una de las aéreas, para el cálculo del volumen específico (V_s) se utiliza la presión de saturación del vapor a 150 psi (esta es la presión que debe haber en el distribuidor) obteniendo $2.74 \text{ ft}^3/\text{lb}$.

Para la velocidad (V) se selecciona la cantidad de 3,000 ft/min dato que se obtiene de la evaluación de buenas prácticas de vapor. Con estos datos ya se puede proceder a calcular el área utilizando la ecuación mencionada al principio de este párrafo. Otro aspecto importante de mencionar es el factor de corrección que se seleccionó de 1 ya que se trata de vapor saturado. Este valor de 1 se obtuvo del anexo 9.

A continuación se muestra el flujo y cálculo del diámetro de cada uno de los distribuidores de las diferentes áreas utilizando el procedimiento que se mencionó con anterioridad.

Caudal a utilizar

Tabla 45. Caudales necesarios para distribuidores de las distintas áreas del departamento de lavandería.

Departamento	Q(lb/h)
Lavandería	48000
Glicerina	9000
Sulfonación	3000
Detergentes	3000
Barra	1000
Tocador	5000
Iodesa	2000
Calderas	106000

Distribuidor principal de vapor (calderas)

$$A = \frac{2.4QVs}{V} = \frac{(2.4)(106000)(2.74)}{3000} = 232.35 \text{ in}^2$$

Utilizando la Tabla 45 se obtiene un d = 20 in

Lavandería

$$A = \frac{2.4QVs}{V} = \frac{(2.4)(48000)(2.74)}{3000} = 105.22 \text{ in}^2$$

Utilizando la Tabla 45 se obtiene un d = 12 in

Glicerina

$$A = \frac{2.4QVs}{V} = \frac{(2.4)(9000)(2.74)}{3000} = 19.73 \text{ in}^2$$

Utilizando la Tabla 45 se obtiene un d = 5 in

Sulfatación, detergentes

$$A = \frac{2.4QVs}{V} = \frac{(2.4)(6000)(2.74)}{3000} = 6.58 \text{ in}^2$$

Utilizando la Tabla 45 se obtiene un d = 3 in

Tocador

$$A = \frac{2.4QVs}{V} = \frac{(2.4)(5000)(2.74)}{3000} = 10.96 \text{ in}^2$$

Utilizando la Tabla 45 se obtiene un d = 4 in

Barra

$$A = \frac{2.4QVs}{V} = \frac{(2.4)(1000)(2.74)}{3000} = 2.19 \text{ in}^2$$

Utilizando la Tabla 45 se obtiene un $d = 2 \text{ in}$

Lodesa

$$A = \frac{2.4QVs}{V} = \frac{(2.4)(2000)(2.74)}{3000} = 4.38 \text{ in}^2$$

Utilizando la Tabla 45 se obtiene un $d = 2.5 \text{ in}$

Luego de calcular el diámetro se procede a calcular la longitud de dicho distribuidor. A continuación se muestra el cálculo de la longitud del distribuidor principal de vapor.

Se procede a hacer un conteo de las distintas salidas y entradas que tendrá el distribuidor, en este caso son 14. Se realiza el cálculo del diámetro de cada una de esas tuberías de salida o entrada de vapor, teniendo estos diámetros se procede a hacer la sumatoria de estos.

Según el manual “*HookUps de Spirax Sarco*” se aconseja que entre cada rama de salida o entrada debe haber al menos 0.30 m de distancia para que exista una buena distribución del vapor, esta distancia se multiplica por 15 ya que se tendrán 14 ramas. A continuación se muestra el cálculo de la longitud del distribuidor:

Tabla 46. Diámetros de las distintas líneas de distribución

No	Líneas de distribución	Diámetro (in)	Diámetro (ft)
1	Caldera 8	8	0.67
2	Caldera 2	8	0.67
3	Glicerina, sulfonación, detergente	4	0.33
4	Uso interno calderas	4	0.33
5	Caldera 1	8	0.67
6	Lavandería: planta 1	5	0.42
7	Caldera 7	8	0.67
8	Caldera 6, iodesa	8	0.67
9	Lavandería: planta 5	4	0.33
10	Lavandería: planta 2 y 3	4	0.33
11	Lavandería: planta 6	4	0.33
12	Lavandería: scn, blanqueo, crutchers, pailas, tanques, detergentes	4	0.33
13	Lavandería: pailas, tanques	4	0.33
14	Tocador	4	0.33
	Σ sumatoria de diámetros	77.00	6.42

Se obtuvo la sumatoria de los diámetros la cual es representada por el valor de 6.42 ft, luego se procede a calcular la sumatoria de las distancias entre cada una de estas líneas.

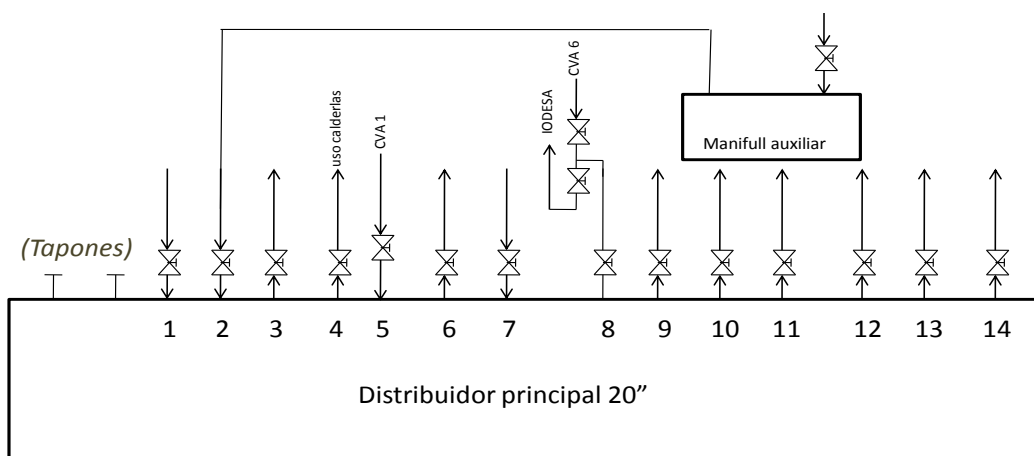
Tabla 47. Distancia total entre las líneas de distribución

Espacios entre ramas	Distancia entre ramas	Distancia (m)	Σ Distancia Ramas (ft)
15	0.3	4.5	14.76

Con el dato final de la sumatoria de distancias entre ramas se puede sacar la longitud total del distribuidor, por lo tanto Σ Sumatoria de diámetros + Σ Distancia Ramas = 6.42 ft + 14.76 ft = 21.18. A esto se le suma el tamaño de cada brida para dar una Longitud Total = 22 ft.

4.1.6. Análisis de la cantidad de salidas de distribución: La cantidad de salidas de distribución se analizaron con base a las necesidades de la planta. Se tienen distintas salidas y entradas de vapor para que éste pueda ser distribuido de manera adecuada. A continuación se muestra la forma en la cual se acondicionara cada una de las salidas y entradas del distribuidor principal.

Figura 35. Ubicación de líneas de distribución a los distintos departamentos.



Línea	Uso	Línea	Uso
1	Caldera 8	8	Caldera 6, IODESA
2	Caldera 2	9	Lavandería: Planta 5
3	Glicerina, Sulfonación, Detergente	10	Lavandería: Planta 2 y 3
4	Uso interno calderas	11	Lavandería: Planta 6
5	Caldera 1	12	Lavandería: SCN, blanqueo, crutchers, pailas, tanques, detergentes
6	Lavandería: Planta 1	13	Lavandería: Pailas, tanques
7	Caldera 7	14	Tocador

4.1.7. *Aislamientos: El distribuidor posee una gran cantidad de pérdidas de calor ya que este no posee ningún tipo de aislamiento. En este caso, según datos proporcionados por la planta de jabón, las temperaturas más bajas durante el día son de 31 grados centígrados. La temperatura más baja durante la noche es de 15 grados centígrados. Se mostrara la transferencia de calor del tanque a sus alrededores antes de ser aislado y después de ser aislado para poder tener un punto de comparación.*

Todo el distribuidor se aislara con fibra de vidrio de una 1 in de grosor y lamina calibre 25 aluminio remachada rolada con traslapes para evitar el filtrado de agua y que no se dañe la fibra. La selección del material a utilizar se baso en la cantidad de calor que se desea disipar, de la misma forma aislar el ruido y proteger la tubería de una forma adecuada.

Para calcular la cantidad de calor que se disipa del distribuidor se debe tomar en cuenta los siguientes datos los cuales fueron sacados de tablas con base a la información de funcionamiento del distribuidor.

Tabla 48. Funcionamiento del distribuidor

Descripción	°C	°K
Temperatura de saturación a 150 PSI	185	458
Temperatura promedio del día	25	278

El coeficiente de conductividad térmica para el acero es de $k_1 = 60.5 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$. Se deben sacar las áreas con el radio interno, externo de la tubería y la longitud de la tubería, donde $r_1 = 0.239$ m y $r_2 = 0.254$ m $L = 6.7056$ m. Con estos datos se procede a calcular las resistencias de cada fase de transferencia de calor para luego poder calcular la transferencia de calor total del distribuidor antiguo.

4.1.8. Cálculo de transferencia de calor del distribuidor sin aislar:

Utilizando los radios se procede al cálculo del área:

$$A_2 = 2\pi r_2 L = 2\pi(0.239m)(6.7056m) = 10.70 m^2$$

Se tiene tres diferentes transferencias de calor, por conducción por convección y por radiación. Se debe sacar la resistencia de cada una de ellas para luego realizar la sumatoria y poder sacar una resistencia total.

Teniendo las áreas se procede al cálculo de las distintas resistencias de transferencia de calor:

4.1.8.1. Resistencias por conducción:

$$R_c = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_1 L}$$

Ingresando los datos se tiene que

$$R_c = 2.38801E-05 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

4.1.8.2. Resistencias por convección: Primero se procede a calcular el número de Rayleigh y Nusselt utilizando las siguientes ecuaciones:

$$Ra = g * \frac{\beta(T_1 - T_2) * L^3}{\nu} * Pr$$

$$Nu = \left(0.825 + \frac{0.387 * Ra^{\frac{1}{4}}}{\left(1 + \left(\frac{0.492}{Pr}\right)^{\frac{8}{15}}\right)^{\frac{1}{4}}}\right)^2$$

Los valores de prandlt, ν , β fueron sacados de la tabla de propiedades del aire a 1atm.

$$Ra = 3.1721821 \times 10^7$$

$$Nus = 44.28$$

Ya al tener el número de Rayleigh y el número de Nusselt, es posible calcular la resistencia que existe por convección.

$$h = \frac{k \cdot Nu}{L}$$

Sustituyendo los valores se obtiene:

$$h = 0.20681196 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$$

Teniendo el valor del coeficiente de convección (Rcon) se procede a calcular la resistencia por convección.

$$R_{Con} = \frac{1}{h \cdot A}$$

Sustituyendo valores se obtiene

$$R_{con} = 0.4518 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

4.1.8.3. Resistencia por radiación: Para el cálculo de la resistencia por radiación se necesita el factor de emisividad en donde $e=0.8$ luego se utiliza la ecuación 34 para sacar dicho valor.

$$R_{rad} = \frac{1-e}{A \cdot e}$$

Sustituyendo los valores se obtiene el valor de la resistencia por Radiación

$$R_{rad} = 0.02336 \text{ }^{\circ}\text{C/W}$$

Se realiza la sumatoria de todas las resistencias equivalentes para obtener R_{total} . Primero se suman las resistencias por radiación y convección en paralelo en donde se obtiene:

$$R_{paralelo} = 0.02221241 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Luego para sacar la resistencia total (R_{total}) se procede a sumar en serie la $R_{paralelo}$ con R_{total} obteniendo.

$$R_{total} = 0.02223629 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

Y a teniendo la resistencia total se procede a calcular la pérdida de calor.

$$Q = \frac{T_i - T_o}{R_{total}}$$

Sustituyendo los valores de R_{total} y las temperaturas tanto en el interior del distribuidor como la promedio del medio ambiente se obtiene que la transferencia de calor total sin aislante es de:

$$Q_{tot} = 7220.18 \text{ W}$$

Es una pérdida de 7.22 KW por hora, 173 KW por día y al año 63.25 MW.

4.1.9. Cálculo de transferencia de calor del distribuidor con aislamiento:

Para disminuir esta transferencia de calor se utiliza como aislante 1 in

de fibra de vidrio. Se ha visto con estudios anteriores que la pérdida de calor se puede reducir más de un 89% con un buen aislamiento.

Para sacar la transferencia de calor con aislante de las resistencias que se utilizaron para sacar los cálculos de transferencia de calor del distribuidor sin aislar. Para esta sección se debe sacar una resistencia más que es la resistencia del aislante. Para realizar este cálculo se necesita un tercer radio $r_3=0.2794$ m, el coeficiente de conducción del aislante en este caso el coeficiente de la fibra de vidrio $k_2 = 0.036 \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$ y aplicar la siguiente ecuación:

$$R_c = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k_2 L}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación se obtiene la resistencia para el aislante se obtiene:

$$R_{\text{aisl}} = 0.03137929 \text{ } ^\circ\text{C/W}$$

El valor R_{aisl} se suma en serie con el valor de R_{paralelo} , para sacar un nuevo R_{total2} .

R_{total2}	0.085073844 $^\circ\text{C/W}$
---------------------	--------------------------------

Con la nueva resistencia total R_{total2} se procede al cálculo de la transferencia de calor utilizando la ecuación 35.

Q_{aislado}	1887.18 W
----------------------	-----------

Con este resultado se tiene que 1.89 Kw por hora, 45.29 KW por día y 16.53 MW por año. Es claro que con este aislante se logró reducir la pérdida de calor en un 74%.

4.2. Resultados de Distribuidor

4.2.1. Dimensionamiento líneas de tubería

Tabla 49. Diámetros de las distintas líneas de distribución.

Líneas de distribución	Diámetro (in)	Diámetro (ft)
Caldera 8	8	0.67
Caldera 2	8	0.67
Glicerina, sulfonación, detergente	4	0.33
Uso interno calderas	4	0.33
Caldera 1	8	0.67
Lavandería: planta 1	5	0.42
Caldera 7	8	0.67
Caldera 6, IODESA	8	0.67
Lavandería: planta 5	4	0.33
Lavandería: planta 2 y 3	4	0.33
Lavandería: planta 6	4	0.33
Lavandería: SCN, blanqueo, crutchers, pailas, tanques, detergentes	4	0.33
Lavandería: pailas, tanques	4	0.33
Tocador	4	0.33
Sumatoria de diámetros	77.00	6.42

4.2.2. Dimensionamiento diámetros de distribuidores

Tabla 50. Diámetros de los distribuidores de los distintos departamentos en tubería cédula 40

Departamento	Q(lb/h)	CD 40 (in)	CD 80 (in)
Lavandería	48000	12	14
Glicerina	9000	5	6
Sulfatación	3000	3	3
Detergentes	3000	3	3
Barra	1000	2	2
Tocador	5000	4	4
Iodesa	2000	2.5	3
Calderas (Principal)	106000	20	20

4.2.3. *Dimensionamiento de diámetros de distribuidores del departamento de lavandería*

Tabla 51. Diámetros de los distribuidores de las distintas áreas del departamento de lavandería en tubería cédula 40.

Área	Q (lb/h)	CD 40
Crutcher	4550	4
Pailas	19200	6
Planta 1	4550	4
Planta 5	4550	4
Planta 6	4550	4
Blanqueo	4550	4
SCN	4550	4
Tanques	4550	4

4.2.4. *Dimensionamiento distribuidor principal*

Tabla 52. *Dimensionamiento de longitud total de distribuidor principal.*

Para longitud del distribuidor		Total	
Ramas (unidad)	diámetro (in)	in	ft
5	8	40	3.333333
1	5	5	0.416667
8	4	32	2.666667
espacios entre ramas (unidad)	distancia (in)		
15	11.81	177.2	14.8
Longitud Total		254.2	21.2

4.2.5. Dimensionamiento de piernas colectoras

Tabla 53. Dimensionamiento de piernas colectoras en distribuidores de los distintos departamentos.

Departamento	Diámetro nominal de línea (in)	d1 (in)	d2 (in)
Lavandería	10	5.00	10.00
Detergentes	4	3.94	5.91
Calderas (principal)	10	10.00	20.00
Glicerina	4	3.94	5.91
Sulfatación, detergentes, tocador	2	2.00	3.94
Barra	1.25	1.25	3.94
Iodesa	1.5	1.50	3.94

4.2.6. Dimensionamiento de soportes

Tabla 54. Pesos de distribuidor principal y líneas de distribución.

Distribuidor	Diámetro in	Diámetro ft	áreas ft ²	Diferencia de áreas	Volumen ft ³	Masa lb
Diámetro externo	20	1.67	2.18	0.25	5.54	2,715.42
Diámetro interno	18.81	1.57	1.93			
Largo	6.71	22				

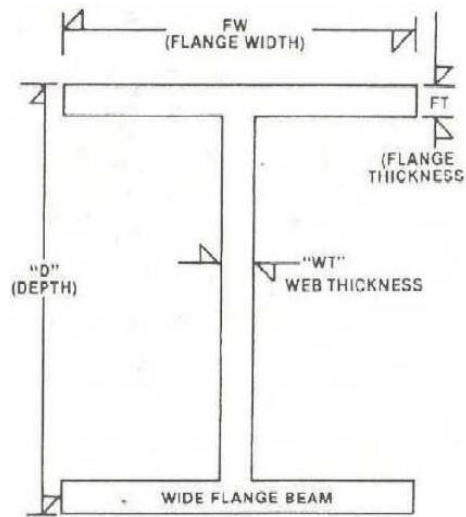
Líneas de distribución	Diámetro in	Diámetro ft	aéreas ft ²	Diferencia de aéreas	Volumen ft ³	Masa lb	cantidad de tuberías	peso total
Diámetro externo	8.63	0.72	0.41	0.06	2.3	1,125.23	5	5,626.13
Diámetro interno	7.98	0.67	0.35					
Diámetro externo	4.5	0.38	0.11	0.02	0.87	425.22	8	3,401.75
Diámetro interno	4.03	0.34	0.09					
Diámetro externo	5.56	0.46	0.17	0.03	1.18	576.04	1	576.04
Diámetro interno	5.05	0.42	0.14					
Largo	39.37						Peso total	9,603.92
Densidad hierro negro			490 Lb/ft³					

4.2.7. Dimensionamiento de soportes

Tabla 55. Especificación de dimensiones de soportes para distribuidor principal.

Área superficial	Altura	Ancho del ala	Espesor del alma	Espesor del ala	Profundidad	P cr
7.67 in ²	15.71 in	5.51 in	0.25 in	0.35 in	39.37 in	8.53x10 ⁸ lb

Figura 36. Perfil del soporte



4.3. *Discusión del distribuidor:* Es evidente que al momento de diseñar se presentarían condiciones ideales, sin embargo en la realidad por algún motivo

ya sea económico, físico, por recursos, no se logra cumplir con el diseño propuesto. Es interesante observar y comparar los cambios que se dieron en el distribuidor antiguo y el distribuidor nuevo, dichos cambios en teoría hacen más eficiente el sistema con un ahorro de energía, facilidades de utilización, mantenimiento y funcionamiento.

Es importante mencionar la selección del material tanto para las tuberías como para el diseño del distribuidor principal y los distintos distribuidores de la planta. Para la selección de dicho material se debe tomar en cuenta la presión de vapor a la cual se estará trabajando, en este caso se estará trabajando con una presión de trabajo de 150 PSI (vapor inox no estéril el cual se utiliza en el mercado) y para esta presión según la Norma ANSI Astm A-53, se debe utilizar tubería de hierro negro cédula 40, la cual está compuesta de por carbón, manganeso, fósforo, sulfuro, níquel y cromo principalmente. Además se puede mencionar que es lo más económico, funcional para los sistemas de calderas y sobretodo fácil de soldar.

Los soportes son una parte muy importante, como diseño ideal se propone un soporte fijo con dos soportes móviles, estos son necesarios ya que existe la expansión térmica al momento en el que el distribuidor aumenta su temperatura este se expande ocasionando un estiramiento horizontal, este tipo de soportes permiten un fácil desplazamiento evitando alguna fractura o daño en la estructura y soportes del distribuidor. Los soportes en este momento tienden a moverse hacia los lados y como se puede observar en el distribuidor antiguo se tenían soportes empotrados provocando fracturas en estos y de la misma manera esfuerzos innecesarios en la estructura del distribuidor. En el diseño mostrado en este trabajo no se utilizaron soportes móviles, una de las razones por las cuales no se realizó esto es que no se contaba con los recursos económicos para dichos soportes y se contaban con soportes de perfil de I. Para evitar cualquier tipo de fractura y sobre esfuerzo tanto en el distribuidor como en los soportes nuevos estos no se empotraron a tierra solo se dejaron sobre puestos al suelo y soldados con una platina al distribuidor principal, reduciendo de esa manera los esfuerzos ocasionados por la expansión térmica.

Para poder determinar si estos soportes iban a lograr soportar la estructura del distribuidor se realizaron los cálculos de una columna de EULER en donde se tomó la inercia del perfil del soporte utilizando la tabla de perfiles AISC y se procedió a calcular el peso crítico para cada uno de ellos y compararlo con el peso total aplicado tanto de las líneas de distribución, bridas, cuellos y distribuidor principal. El material de los soportes es acero laminado los cuales tienen una gran resistencia a la compresión. Se realizó análisis de flexión y corte sobre el distribuidor ya que este representa una viga con cargas puntuales y distribuidas. Dicho cálculo se llevó a cabo para poder calcular la cantidad de soportes necesarios, según los resultados es más que necesario dos soportes; sin embargo agregando un factor de seguridad y sobre diseñando para proteger la inversión hecha en dicho distribuidor se decidió colocar un tercer soporte.

El aislamiento térmico puede disminuir la transferencia de calor de la tubería, pero no puede eliminarla por completo, ni tampoco puede prevenir la formación de condensado.

El condensado formado debido a pérdidas de calor en tubería, es no intencional e inevitable. Cuando se menciona que es una pérdida no intencional se refiere a que el distribuidor o tubería está constantemente llenándose de agua. También se sabe que dichas tuberías están sujetas a la corrosión y golpe de ariete lo cual es provocado por la acumulación de agua en las tuberías.

De acuerdo con Sección I, Párrafo 118 del Código Americano Estándar para Tuberías a Presión, se debe proveer puntos de drenado donde sea necesario para drenar el condensado de todas las secciones de tubería y equipo donde este se pueda juntar. Es por esta razón que una parte del diseño del distribuidor nuevo es la adición de piernas colectoras, las cuales no se tenían en el diseño antiguo. De estas se obtienen varios beneficios ya que estas proveen espacio suficiente para capturar condensado y basura, dirigen el condensado hacia la trampa de vapor, también con estas se logra eliminar el golpe de ariete y corrosión de las tuberías. Es muy importante mencionar el dimensionamiento y posicionamiento de cada una de estas piernas colectoras ya que si no se colocan del diámetro adecuado y distancia adecuada, es posible que el condensado nunca llegue a la trampa de vapor y se sigan teniendo los mismos problemas de corrosión y golpe de ariete.

Es importante mencionar que para el diseño del dimensionamiento del distribuidor se deben tomar varios factores y variables importantes en cuenta como lo es la velocidad. La velocidad, volumen específico y caudal utilizado en el proceso de distribución. Según el manual Hook Ups de Spirax Sarco es aconsejable utilizar una velocidad 4,800 ft/m a 7,200 ft/m, sin embargo la velocidad utilizada fue de 3,000 ft/m ya que es la velocidad óptima para el diseño de actual de las calderas. Los caudales para cada departamento no fueron calculados al igual que la velocidad fueron proporcionados por los estudios realizados posteriormente los cuales demuestran que es el flujo óptimo. El valor del volumen específico se sacó del documento de Hook Ups de Spirax Sarco el cual proporciona tablas de propiedades del vapor a 150 PSI de saturación, que es la presión de vapor de trabajo en la planta. Otro aspecto importante a tomar en cuenta en el diseño del

dimensionamiento del distribuidor es que los artefactos utilizados como lo son las bridas fueron seleccionadas en base al diámetro y largo de la tubería utilizando la norma ASME/ANSI B16.5-1996 Pipe Flanges and Flanged Fittings. Las bridas fueron seleccionadas para un diámetro de tubería de 20 in las cuales fueron soldadas al distribuidor principal, esta norma nos indica que se deben utilizar 20 pernos con una medida de $1 \frac{1}{8}$ ya que el diámetro de perno a utilizar recomendado es $\frac{1}{8}$ menor al tamaño del agujero del perno siendo este de $1 \frac{1}{4}$.

El objetivo principal del trabajo es el diseño del distribuidor principal de vapor a los distintos departamentos de la planta y poder redistribuir las líneas de vapor de la manera óptima para su utilización. Como se puede observar en los resultados se muestra no solo el dimensionamiento del distribuidor principal sino que también el dimensionamiento del distribuidor para cada departamento. Cabe también mencionar que como propuesta en el departamento de lavandería hay distintas áreas las cuales deben tener un distribuidor por cada una de ellas. El distribuidor principal se encarga de distribuir el vapor a los distintos departamentos los cuales son: departamento de glicerina, sulfonación, detergente, uso interno de calderas, lavandería: planta 1, 2, 3, 5 y 6, lavandería: SCN, blanqueo, crutchers, pailas, tanques, detergentes y tocador. Y esta abastecido de la 1, 2, 6,7 y 8. Acá se puede observar con claridad que el distribuidor principal es el que se encarga de alimentar de vapor a las distintas áreas del departamento de lavandería (planta 1, 2, 3, 5 y 6, SCN, blanqueo, crutchers, pailas, tanques, detergentes), cuando en realidad el funcionamiento óptimo se obtendra si se instala un distribuidor de vapor por cada una de las áreas de dicho departamento. Al utilizar el distribuidor principal para alimentar estas áreas del departamento de lavandería representa grandes pérdidas ya que el vapor alimenta a todas estas al mismo tiempo y se está consumiendo en áreas que no están en funcionamiento.

Sin embargo si se llegase a instalar un distribuidor por cada una de las áreas solo se alimentara de vapor el área que esté en funcionamiento evitando pérdidas innecesarias de vapor. Con base a los resultados obtenidos de cada una de las áreas del departamento de

lavandería se puede observar claramente que para el área de planta 1,5,6 se puede utilizar un mismo distribuidor y para el área de Crutcher, pailas, blanqueo, SCN sería un distribuidor individual para cada una de estas.

Durante el año en la planta solo se tienen cinco días de para poder realizar mantenimientos y cambios en proyectos de modificaciones ya que esto representa bastantes pérdidas económicas, es este uno de los factores que no permiten que se realicen todos los cambios necesarios tal y como los muestra el diseño principal. En el caso del distribuidor según la documentación de soporte se menciona que es ideal que cada línea de distribución este ubicada a 30 cm de la tangente de cada tubería, esto representa cambiar la ubicación de todas las líneas de distribución lo cual es prácticamente imposible teniendo solo cinco días de paros, por lo que en la realidad al momento de fabricar el distribuidor las salidas para cada línea de distribución se colocaran como se encuentran las distancias entre líneas actuales. Lo que se muestra análisis de la cantidad de salidas de distribución en comparación con el diseño anterior es que la línea 5 que era una línea anulada paso a ser utilizada para abastecimiento de vapor de la caldera 1 y se separo la línea de uso de calderas y caldera 1, siempre teniendo la misma cantidad de líneas de distribución pero aprovechando cada una de ellas, dándole un uso más adecuado a cada una de ellas evitando pérdidas de vapor innecesarias.

Como se mencionó anteriormente el aislamiento es muy importante para evitar la transferencia de calor en grandes cantidades al exterior. El diseño original del distribuidor no cuenta con un aislamiento adecuado el cual provoca grandes pérdidas de energía las se ven reflejadas en altos costos y una muy baja eficiencia. El diseño que se propone utilizará un aislante de fibra de vidrio de 1 pulgada de espesor el cual representa hasta una reducción de un 74% de transferencia de calor al exterior, el cual estará recubierto de lámina galvanizada remachada como protección para evitar que este sufra algún deterioro o maltrato del ámbito de trabajo.

5. *Diseño de tubería sustituta hacia al área de lavandería*

5.1. *Diseño de ruta de distribución de vapor de línea que va hacia lavandería:
Por cuestiones de importancia dentro de la producción es necesario diseñar la*

línea sustituta que se dirigirá a lavandería. Debido a los equipos que la misma tendrá que alimentar la tubería tiene que tener la capacidad de distribuir 48000 lb/h de vapor a 150 psi.

Tomando en cuenta los planos de la fábrica y la ruta de las líneas actuales se traza los tramos de tubería y se contabiliza los tramos que se van a necesitar tanto vertical como horizontalmente para poder seguir la ruta establecida y se pueda realizar la distribución de vapor que se necesita hacia los equipos que usan el vapor

Los tramos de tubería que se deben sustituir en la ruta necesaria de calderas a lavandería en la Tabla 56.

Tabla 56. Tramos de tubería y sus longitudes tanto horizontal como verticalmente para la tubería que se sustituirá que se dirige del área de calderas a lavandería

Tramo	Orientación	Distancia tramo (m)
1	Vertical	8
2	Horizontal	6.35
3	Horizontal	15.3
4	Horizontal	22.3
5	Vertical	4
6	Horizontal	26.6
7	Vertical	0.7
8	Horizontal	1.5
9	Horizontal	37.6

10	Horizontal	9.4
11	Vertical	8
Total		139.75

Los planos de la ruta que seguirá la línea principal que sustituirá a las actuales líneas subdimensionadas se analizan en la Figura 37.

Figura 37. Planos de la ruta de distribución de vapor de calderas a lavandería

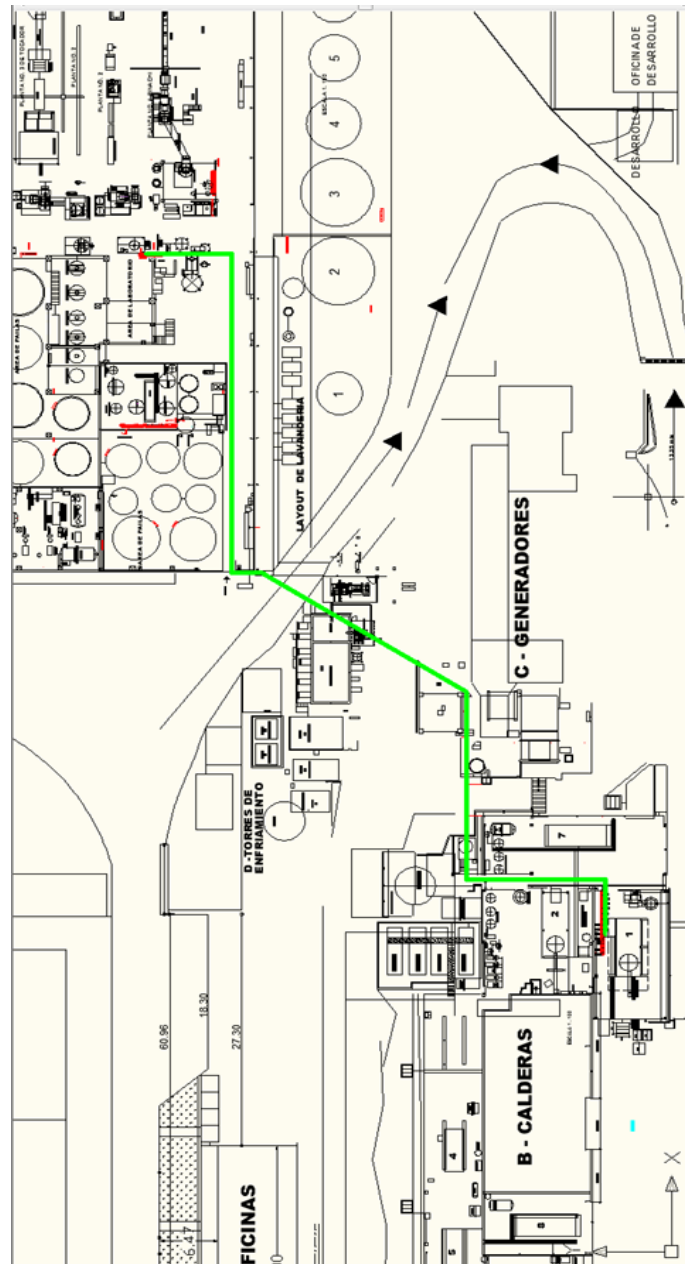
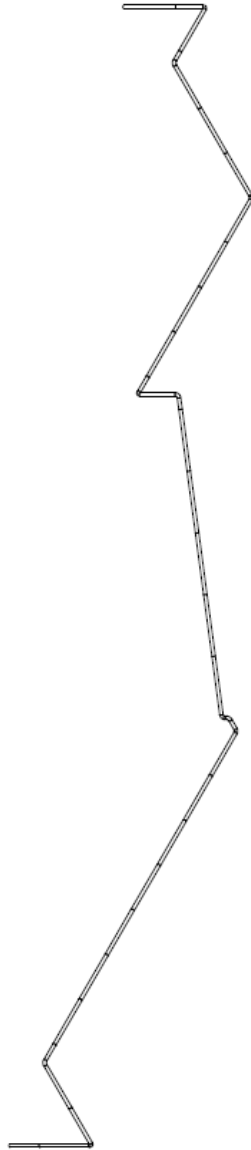


Figura 38. Planos en isométricos de la ruta de distribución de vapor de calderas a lavandería (Vista de Hoja Horizontal)



5.1.1. *Tipo de tubería y dimensionamiento de la línea sustituta hacia lavandería: El tipo de tubería a utilizar tomando en cuenta la presión con la que necesitamos en trabajar será tubería de acero al carbono ANSI B 16.9 A106 como lo indica el código API, cédula 40, conocida como la del peso estándar, ya que es la más liviana para aplicaciones de vapor*

Para encontrar el diámetro de tubería que se necesita la ecuación 37 es utilizada y se debe tener en cuenta varios factores constantes:

$$D = \sqrt{\frac{4 \times \dot{V}}{\pi \times u}}$$

- V: Velocidad del flujo (4800ft/min)
- Vs: Volumen específico de vapor saturado a 150 psi (3.015 ft³/lb)
- Q: Flujo másico (en el departamento de Lavandería se necesitan 48000 lb/h de vapor)

Los cálculos para determinar el diámetro se pueden observar en la Tabla 57.

Cálculo para dimensionar líneas individuales de tubería:

$$D = \sqrt{\left(\frac{4 \times V}{\pi \times V_s}\right)}$$

Tabla 57. Cálculos de diámetros de tubería

Departamento	Q(lb/h)	V (ft ³ / min)	A (in ²)	D (in)	CD40
Lavandería	48000	2412.00	72.36	9.60	10
Glicerina	9000	452.25	13.568	4.16	4
Sulfonación	3000	150.75	4.523	2.40	2.5
Detergentes	3000	150.75	4.523	2.40	2.5
Barra	1000	50.25	1.508	1.39	1.5
Tocador	5000	251.25	7.538	3.10	2
Lodesa	2000	100.50	3.0515	1.96	1.5

Línea nueva detergente	7000	351.75	10.55	3.67	4
-------------------------------	-------------	---------------	--------------	-------------	----------

(Incluyendo la sulfonación, detergentes y barra)

Constantes

V _s	3.0515 ft ³ /lb
V	4800 ft/min

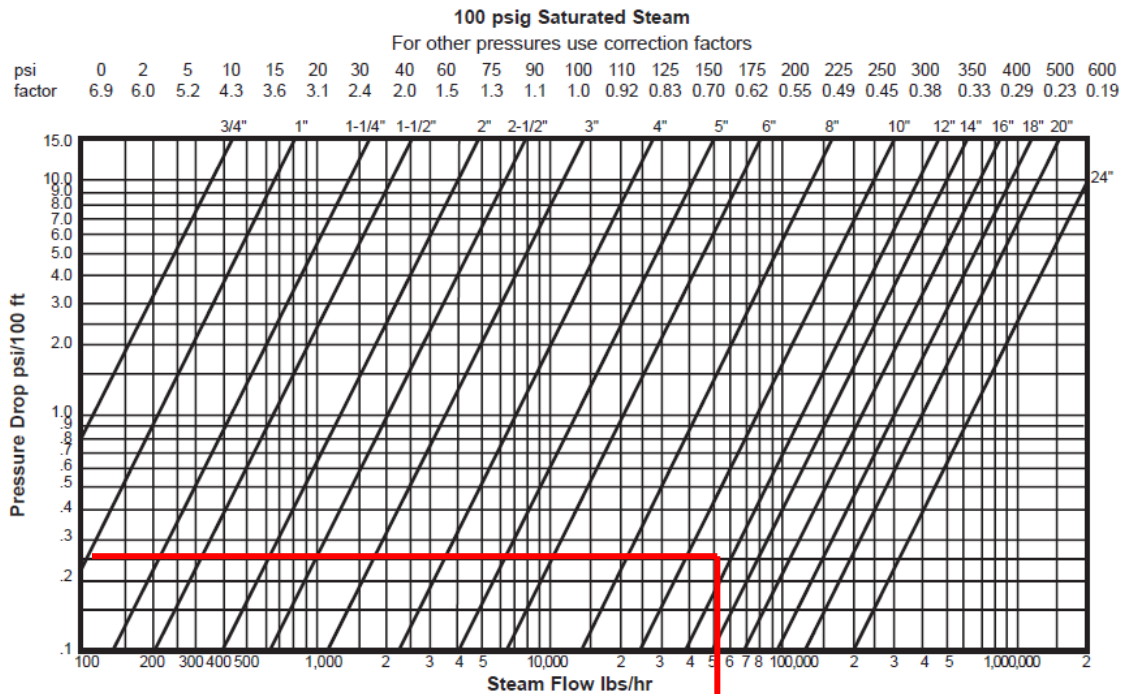
Así es determinado un diámetro de 10 in para la tubería sustituta para el departamento de Lavandería.

Posteriormente ya que el diámetro es conocido se procede a calcular la caída de presión en toda la tubería sustituta que irá hacia el área de Lavandería.

Para encontrar la pérdida de presión se utiliza el Tabla 57. Utilizando las constantes que necesitamos de vapor:

- Vapor a presión de 150 psi
- Diámetro de tubería de 10 in
- Tubería de acero cédula 40
- Flujo de vapor de 48000 lb/hr
- Longitud de la tubería 139.75 m ó 458.5 pies

Figura 39. Pérdida de presión tubería cédula 40



Así se determina que la caída de presión es de .4 psi/100 ft de tubería; sin embargo se tiene que tomar en cuenta que este valor es para vapor saturado a 100 psi, por lo que es necesario utilizar el factor de corrección para vapor saturado a 150 psi que es de 0.7.

$$\text{Caída de Presión} = \frac{\frac{0.4 \text{ psi}}{0.7}}{100 \text{ ft}} (458.5 \text{ ft}) = 2.62 \text{ psi}$$

Por lo que se determina una caída de presión en la línea principal que va hacia Lavandería de 2.62 psi.

5.1.2. *Cálculo de el aislamiento óptimo de la Tubería hacia el área de Lavandería: Se debe realizar el cálculo de aislamiento óptimo antes de escoger los soportes ya que dependiendo del aislamiento que se utilice el soporte será de un diseño y capacidad particular. Para el cálculo del aislamiento se deben tomar en cuenta el calor que se pierde en la tubería y lo que esto implica en dinero al consumir más combustible. Sin embargo también hay que tomar en cuenta el precio del aislamiento ya que solo así se puede saber qué espesor óptimo necesitamos; físicamente*

el espesor óptimo es uno infinito que no permita que exista pérdida de calor, pero lo mismo es imposible además económicamente no es lo más conveniente por el costo que tener tubería aislada implica.

Lo primero que se hace es encontrar el área superficial de la tubería para lo mismo tenemos que tomar en cuenta:

- D: Diámetro externo de la tubería (10.75 in ó 0.896 ft)
- L: Longitud de la tubería (458.5 ft)

$$A_s = \pi * D * L = \pi * 0.896 * 458.5 = 1290.62 \text{ ft}^2$$

Para encontrar la pérdida de calor necesitamos obtener el coeficiente de transferencia de calor sobre la superficie exterior, para obtener el mismo empezamos sacando en número de Reynolds con la siguiente ecuación.

- Se obtienen las propiedades del aire a la temperatura de película promedio
- $T_s = (320+59)/2 = 189.5^\circ\text{F}$
- Presión de 1 atm
 - k : Conductividad térmica del aire= 0.01737 Btu/h*ft*R
 - ν : Viscosidad cinemática= 0.8424 ft²/h ó 0.01404 ft²/h
 - Pr: Número de prandtl= 0.7137

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(6)(0.896)}{0.01404} = 382.91$$

- V = Velocidad del flujo hacia donde sucede la convección (Asumiendo una velocidad del aire en un día promedio de 6 ft/s)
- D = Diámetro de la tubería (10.75 in ó 0.896 ft)
- h = Coeficiente de Convección

- Nu = Número de Nusselt

Con la Tabla 58 podemos encontrar las correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio para un cilindro de sección transversal circular

Tabla 58. Correlaciones empíricas para el número Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de re	Número de nusselt
Círculo	Gas o líquido	0.4 – 4	$Nu = 0.989Re^{0.330}Pr^{1/3}$
		4 – 40	$Nu = 0.911Re^{0.385}Pr^{1/3}$
		40 – 4000	$Nu = 0.683Re^{0.466}Pr^{1/3}$
		4000 – 40000	$Nu = 0.193Re^{0.618}Pr^{1/3}$
		40000-400000	$Nu = 0.027Re^{0.805}Pr^{1/3}$

Con el número de Re de 382.91 utilizamos la correlación en la siguiente ecuación.

$$Nu = 0.683 Re^{0.466} Pr^{1/3} = 0.683 (382.91)^{0.466} (0.7137)^{1/3} = 9.76$$

Con la ecuación 39 se obtiene el Coeficiente de transferencia de calor.

$$h = \frac{k}{D} Nu = \frac{0.01737}{0.896} * 9.76 = 0.189 \frac{Btu}{h \cdot ft^2 \cdot F}$$

La razón de pérdida de calor desde la tubería antes que se instale el aislamiento se determina a partir de siguiente ecuación donde:

- Q = Razón de la transferencia de calor
- h = Coeficiente de Convección (0.189 Btu/h*ft²*°F)
- A_s = Área Superficial en contacto (1290.62 ft²)

- T_s = Temperatura Superficial (Asumiendo una temperatura superficial de la tubería de 320 °F)
- T_∞ = Temperatura del aire (59 °F)

$$\dot{Q} = hA_s (T_s - T_\infty) = 0.189 * 1290.62 * (320 - 59) = 63,665 \text{ Btu/h}$$

El área de Lavandería trabaja 6912h/año, por lo que la cantidad total de calor desde el horno por año es:

$$Q = 63,665 * 6912 = 4.40E8 \text{ Btu/año}$$

La eficiencia de las calderas es del 85% por lo que para generar esto las calderas consumen de energía:

$$Q_{ent} = \frac{Q}{\eta} = \frac{4.40E8}{.85} = 5.18E8 \text{ Btu/año}$$

El costo de la energía nos da 0.19 Q/Btu por lo que en un año el costo de la energía desperdiciada sería de:

$$\text{Costo Anual} = 5.18E8 \frac{\text{Btu}}{\text{año}} * 0.19 \frac{\text{Q}}{\text{Btu}} = 98,420,000 \frac{\text{Q}}{\text{año}}$$

La pérdida de calos con un aislamiento de fibra de vidrio ($k_{ais} = 0.024 \text{ Btu/h*ft*}^\circ\text{F}$) de 3 in de espesor se calcula para ver cuánto calor se pierde con el mismo instalado:

$$\dot{Q}_{ais} = \frac{A_s (T_s - T_\infty)}{e_{ais}/k_{ais} + 1/h_o} = \frac{1290.62(320 - 59)}{\frac{3}{0.024} + \frac{1}{0.189}} = 21,445.05 \text{ Btu/h}$$

$$Q = \dot{Q}_{ais} * 6912 \frac{\text{h}}{\text{año}} = 1.48E8 \frac{\text{Btu}}{\text{año}}$$

$$\text{Costo Anual con Aislamiento} = 1.9E8 \frac{\text{Btu}}{\text{año}} * 0.19 \frac{Q}{\text{Btu}} = 28,163,356.06 \frac{Q}{\text{año}}$$

El costo del Aislamiento según estimados incluyendo la fibra de vidrio con un espesor de 3 in y el recubrimiento de aluminio se encuentra en aproximadamente 1500Q/ft².

$$\text{Costo Aislamiento} = 1500 \frac{Q}{\text{ft}^2} * 1290.62 \text{ ft}^2 = 1,935,930 Q$$

Luego obtenemos el costo total del sistema aislado incluyendo lo que se seguiría perdiendo de vapor aunque la tubería se encuentre aislada

$$\begin{aligned} \text{Costo Total} &= \text{Costo Aislamiento} + \text{Costo pérdida de calor con aislamiento} \\ &= 30,099,286.06 Q \end{aligned}$$

Por lo que es más que evidente que el aislamiento no es solo extremadamente rentable sino que se convierte en una necesidad en todo sistema de distribución de vapor, por lo que se considera una buena práctica en el uso de vapor

5.1.3. Cálculo de la expansión de la tubería y los soportes de tubería sustituta hacia lavandería: Ya que se tienen los tramos de tubería y sus direcciones se puede encontrar lo que se expandirá por tramo y así poder acomodar los soportes para que sean capaces de absorber esta expansión sin que existan daños a los equipos

Para encontrar la expansión térmica de la tubería que se necesita es utilizada la ecuación 41 y se debe tener en cuenta varios factores constantes:

- ΔT : Diferencia de Temperatura entre el vapor y el medio ambiente (166.34°C ó 299.42°F) Esta diferencia tomando una temperatura de 15°C ó 59°F de medio

ambiente (el peor de los casos en Escuintla) y una temperatura de vapor saturado a 150 psi de 181.34°C ó 358.42°F

- α : Coeficiente de Expansión Térmica para Acero al Carbón a 181.34°C (0.1409 mm/m°C)
- L: Longitud de la tubería (Tomando en cuenta cada longitud por tramo)

Se pueden observar los cálculos para la expansión térmica en la Tabla 59.

$$\text{Expansión (mm)} = L\Delta T\alpha$$

Tabla 59. Cálculo de expansión térmica por tramo de la línea 10" a lavandería

Tramo	Orientacion	Distancia Tramo (m)	Expansion termica (mm)	expansion termica (in)
1	Vertical	8.00	19.83	0.78
2	Horizontal	6.35	15.74	0.62
3	Horizontal	15.30	37.92	1.49
4	Horizontal	22.30	55.27	2.18
5	Vertical	4.00	9.91	0.39
6	Horizontal	26.60	65.93	2.60
7	Vertical	0.70	1.73	0.07
8	Horizontal	1.50	3.72	0.15
9	Horizontal	37.60	93.19	3.67
10	Horizontal	9.40	23.30	0.92
11	Vertical	8.00	19.83	0.78
TOTAL	-	139.75	346.37	13.64

temperatura	C	F
vapor	181.34	358.42
ambiente	15.00	59.00
	C	F
Delta T	166.34	299.42
	mm/m*C	
Alpha	0.0149	

Así es determinada una expansión térmica de 13.64 in en total de toda la línea de tubería.

Para el cálculo de los soportes se debe realizar por tramos, tomando en cuenta que hay varios cambios de dirección y hay tubería tanto horizontal como vertical. Para la tubería vertical se tienen que tomar en cuenta soportes en la parte inferior de la tubería que sean capaces de soportar el peso de la misma y el fluido que corre por dentro. En cambio para las tuberías horizontales se debe tener un mínimo de espaciamiento entre soportes. Siempre tomando en cuenta el tipo de soporte que se necesita según la aplicación de tubería que se va a utilizar.

Para este análisis es necesario analizar las propiedades de la tubería que se utilizará, en este caso, Tubería de Acero al Carbono Cédula 40 de diámetro de 10 in, lo que nos da valores como:

- Peso: 40.48 lb/ft
- Volumen: 0.5476 ft³/ft
- Densidad de vapor saturado a 150 psi: 0.3318 lb/ft³

Los tramos verticales de tubería que se tienen se muestran en la Tabla 60.

Tabla 60. Tramos de tubería vertical

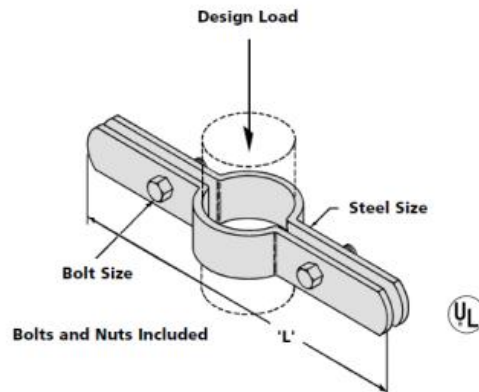
Tramo	Distancia	Volumen (ft ³)	Peso tubería	Peso tubería y
-------	-----------	----------------------------	--------------	----------------

	(m/ft)		(lb)	Vapor (lb)
1	8.00/26.25	14.37	1062.60	1067.37
5	4.00/13.12	7.18	531.10	533.48
7	0.70/2.30	1.26	93.10	93.52
11	8.00/26.25	14.37	1062.60	1067.37

Para los tramos de tubería verticales se utilizarán soportes anclados ya que no se quiere que estas tuberías sufran movimientos por expansión ya que los tramos 1 y 11 son el principio y el final de la línea por lo que no se tiene que tener expansión para que los equipos tanto del lado de calderas como del lado de lavandería sean protegidos.

Se utilizarán 4 soportes verticales uno por tramo vertical “*Pipe Clamp para tubería de acero de 10 in. B3373 Standard Riser Clamp*” como se muestra en la Figura 40.

Figura 40. Standard Riser Clamp



Según las especificaciones del catálogo B-Line este clamp soporta cargas de 2500 lb lo cual soporta los tramos verticales de tubería sin mayor esfuerzo como lo podemos apreciar en la Tabla 61.

Tabla 61. Catálogo B.Line para soportes verticales

Part No.	Nominal Pipe Size		'L'		Steel Size		Bolt Size	Design Load		Wt./C	
								Lbs.	kN	Lbs.	kg
B3373-1/2	1/2"	(15)	9"	(228.6)	7 Ga. x 1"	(4.5 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/4"	255	(1.13)	101	(45.9)
B3373-3/4	3/4"	(20)	9 1/4"	(234.9)	7 Ga. x 1"	(4.5 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/4"	255	(1.13)	105	(47.7)
B3373-1	1"	(25)	9 9/16"	(242.9)	7 Ga. x 1"	(4.5 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/4"	255	(1.13)	109	(49.4)
B3373-1 1/4	1 1/4"	(32)	10"	(254.0)	7 Ga. x 1"	(4.5 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/4"	255	(1.13)	112	(50.9)
B3373-1 1/2	1 1/2"	(40)	10 1/4"	(260.3)	7 Ga. x 1"	(4.5 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/2"	255	(1.13)	113	(51.1)
B3373-2	2"	(50)	10 3/4"	(273.0)	1/4" x 1"	(6.3 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/2"	255	(1.13)	165	(75.0)
B3373-2 1/2	2 1/2"	(65)	11 1/4"	(285.7)	1/4" x 1"	(6.3 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/2"	390	(1.73)	180	(81.6)
B3373-3	3"	(80)	11 15/16"	(303.2)	1/4" x 1"	(6.3 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/2"	530	(2.35)	195	(88.4)
B3373-3 1/2	3 1/2"	(90)	12 3/8"	(314.3)	1/4" x 1"	(6.3 x 25.4)	1/2"-13 x 1 3/4"	670	(2.98)	217	(98.5)
B3373-4	4"	(100)	12 7/8"	(327.0)	1/4" x 1"	(6.3 x 25.4)	1/2"-13 x 1 3/4"	810	(3.60)	228	(103.5)
B3373-5	5"	(125)	14"	(355.6)	1/4" x 1 1/2"	(6.3 x 38.1)	1/2"-13 x 1 3/4"	1160	(5.16)	480	(217.7)
B3373-6	6"	(150)	15 3/16"	(385.8)	1/4" x 1 1/2"	(6.3 x 38.1)	1/2"-13 x 2"	1570	(6.98)	526	(238.6)
B3373-8	8"	(200)	17 3/4"	(450.8)	3/8" x 1 1/2"	(9.5 x 38.1)	5/8"-11 x 2 1/2"	2500	(11.12)	957	(434.1)
B3373-10	10"	(250)	19 7/16"	(493.7)	3/8" x 2"	(9.5 x 50.8)	5/8"-11 x 2 1/2"	2500	(11.12)	1101	(499.4)
B3373-12	12"	(300)	21 11/16"	(550.9)	1/2" x 2"	(12.7 x 50.8)	5/8"-11 x 3"	2700	(12.01)	1622	(735.7)
B3373-14	14"	(350)	23 9/16"	(598.5)	1/2" x 2"	(12.7 x 50.8)	5/8"-11 x 3"	2700	(12.01)	1732	(785.6)

Para los tramos de tubería horizontales solo hay que ver el espaciamento máximo que debe existir entre soportes y así ver cuántos soportes se necesitan por tramo. Por el diámetro de la tubería en el Cuadro 6 se puede apreciar el espaciamento máximo para tubería de acero que es de 6.54 m ó 21.46 pies. Como se muestra en la Tabla 62.

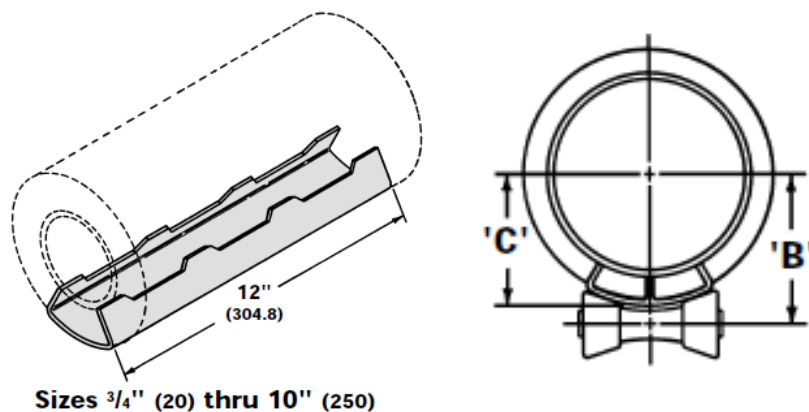
Tabla 62. Cuadro con cantidad de soportes por tramo

Tramo	Distancia (m/ft)	No. de soportes
2	6.35/20.83	1
3	15.30/50.20	2
4	22.30/73.16	4

6	26.60/87.27	4
8	1.50/4.92	1
9	37.60/123.36	6
10	9.40/30.84	1

Los soportes a ser utilizados son “Pipe roll with sockets with pipe covering protection saddle B-Line B3114”. El rodillo a utilizar para que pueda expandirse libremente la tubería es un B3114 con un asiento B3164-10 ya que es el que maneja aislamiento de 3 in, los mismos tienen capacidad de carga de 1800 lb según en catálogo B-Line para soportes de tubería de vapor, como los que aparecen en la Figura 41.

Figura 41. Soportes de rodillo con asiento



Las especificaciones de los soportes se encuentran en el catálogo de B-Line para tubería de acero para distribución de vapor

Tabla 63. Propiedades soportes horizontales

Pipe Supports, Guides, Shields & Saddles

Insulation Thickness	Part Number
1" (25.4)	B3160
1 1/2" (38.1)	B3161
2" (50.8)	B3162

Insulation Thickness	Part Number
2 1/2" (63.5)	B3163
3" (76.2)	B3164
4" (101.6)	B3165

Pipe Covering Protection Saddle (Continued)

Part No.	Nominal Pipe Size	Size For Roller Part Number				Design Load		Wt./C	
		B3114 B3120 B3122 B3122A	B3117SL B3118SL B3119SL B3124 B3126	B3110		Lbs.	kN	Lbs.	kg
B3160-8	8" (200)	10	8-10	12	1800	(8.00)	478	(216.8)	
B3161-8		10	8-10	12	1800	(8.00)	554	(251.3)	
B3162-8		10	8-10	12	1800	(8.00)	674	(305.7)	
B3163-8		12	8-10	14	1800	(8.00)	782	(354.7)	
B3164-8		14	12-14	16	1800	(8.00)	893	(405.0)	
B3165-8		16	12-14	18	1800	(8.00)	1089	(494.0)	
B3160-10	10" (250)	12	8-10	14	1800	(8.00)	546	(247.6)	
B3161-10		12	8-10	14	1800	(8.00)	642	(291.2)	
B3162-10		14	12-14	16	1800	(8.00)	750	(340.2)	
B3163-10		14	12-14	16	1800	(8.00)	850	(385.5)	
B3164-10		16	16-20	18	1800	(8.00)	957	(434.1)	
B3165-10		18	16-20	20	1800	(8.00)	1137	(515.7)	

5.2. Diseño de nueva línea de Tubería hacia el Área de Detergentes

5.2.1. *Diseño de ruta de Distribución de vapor de línea que va hacia el área de detergentes: Debido a los equipos que la misma tendrá que alimentar, los cuales son, Sulfonación, detergentes y barra, la tubería tiene que tener la capacidad de distribuir 7000 lb/h de vapor a 150 psi.*

Tomando en cuenta los planos de la fábrica y la ruta de las líneas actuales se traza los tramos de tubería y se contabiliza los tramos que se van a necesitar tanto vertical como horizontalmente para poder seguir la ruta establecida y se pueda realizar la distribución de vapor que se necesita hacia los equipos que usan el vapor

Los tramos de tubería de la nueva línea hacia el área de detergentes desde calderas se pueden ver en la Tabla 64.

Tabla 64. Tramos de tubería y sus longitudes tanto horizontal como verticalmente para la nueva línea hacia detergentes línea 4”

Tramo	Orientacion	Distancia Tramo(m)
1	Vertical	12.25
2	horizontal	201
3	horizontal	63.3
4	horizontal	11.15
5	horizontal	8.83
6	horizontal	2
7	horizontal	0.6
8	vertical	7
TOTAL		306.13

Los planos de la ruta que seguirá la nueva línea principal que irá hacia el área de detergentes se analizan en Figura 42.

Figura 42. Planos de la ruta de distribución de vapor de calderas a detergentes

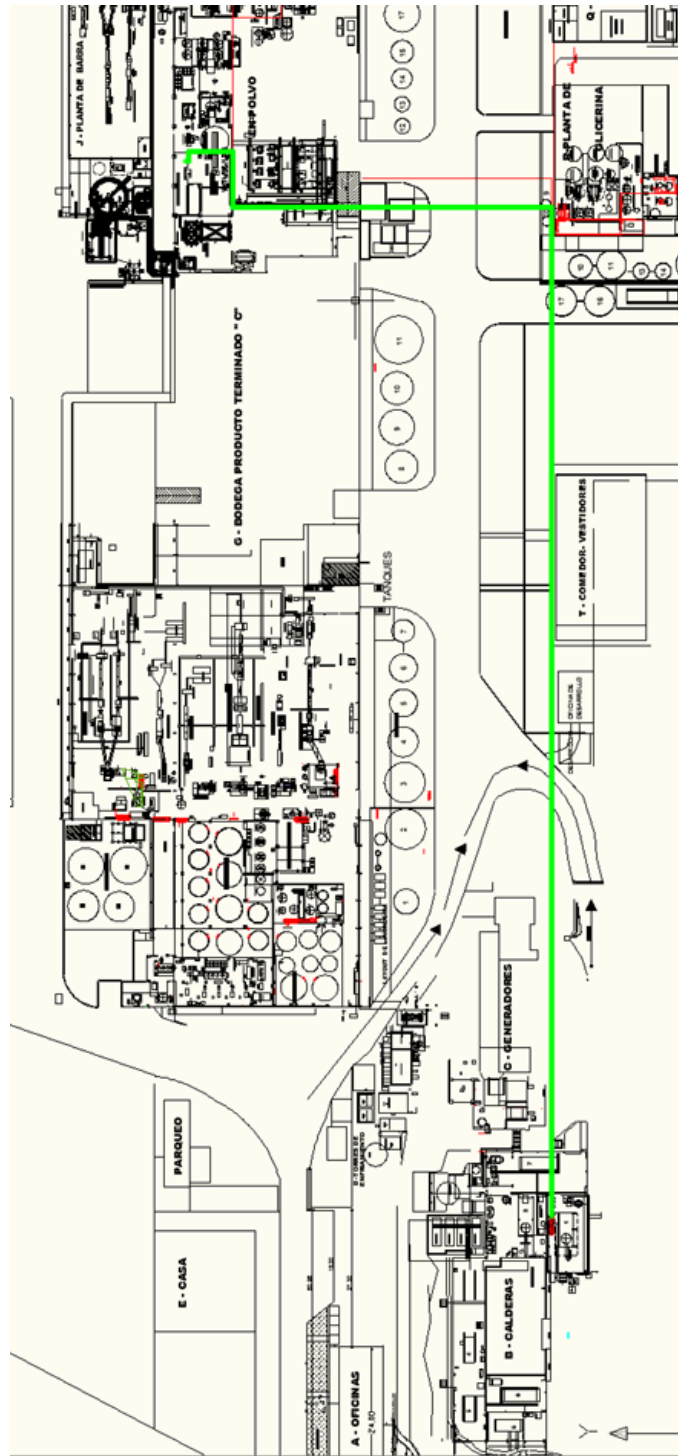
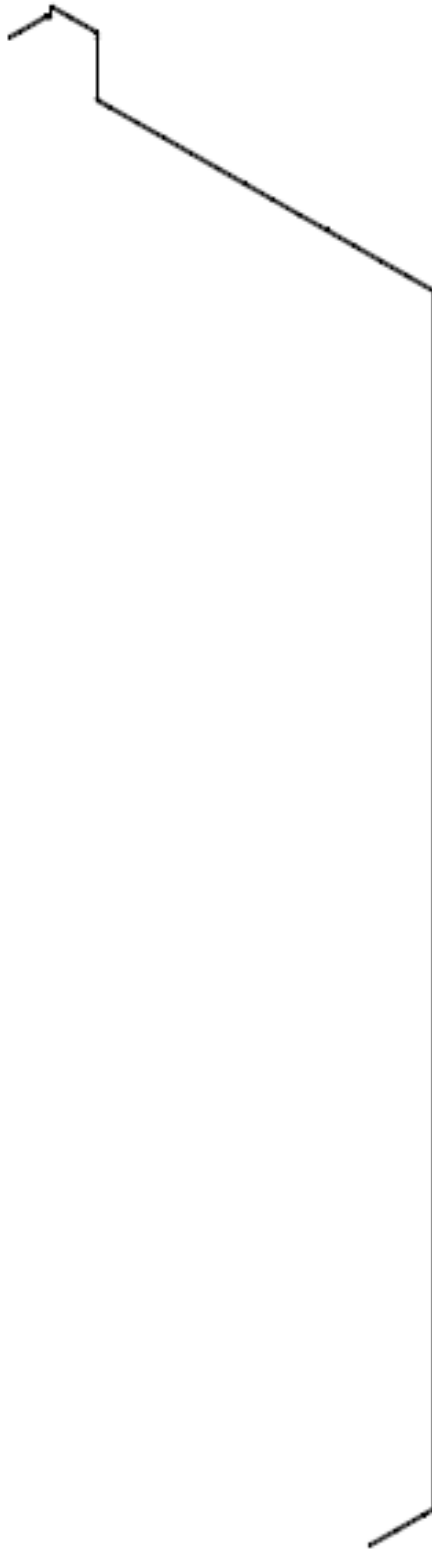


Figura 43. Planos de ruta de nueva línea hacia área de detergentes



5.2.2. *Tipo de tubería y dimensionamiento de la línea sustituta hacia lavandería: El tipo de tubería a utilizar tomando en cuenta la presión*

con la que necesitamos en trabajar será tubería de acero al carbono ANSI B 16.9 A106 como lo indica el código API, cédula 40, conocida como la del peso estándar, ya que es la más liviana para aplicaciones de vapor

Para encontrar el diámetro de tubería que se necesita la ecuación 37 es utilizada y se debe tener en cuenta varios factores constantes:

- V: Velocidad del Flujo (4800ft/min)
- Vs: Volumen Específico de vapor saturado a 150 psi (3.015 ft³/lb)
- Q: Flujo Másico (En el departamento de Lavandería se necesitan 7000 lb/h de vapor, incluyendo 3000 lb/h de Sulfonación, 3000 lb/h de Detergentes y 1000 lb/h de Barra)

Los cálculos para determinar el diámetro se pueden observar en la siguiente tabla.

$$D = \sqrt{(4*V)/(\pi*V)}$$

Tabla 65. Cálculos de diámetros de tubería

Departamento	Q(lb/h)	V (ft ³ / min)	A (in ²)	D (in)	CD40
Lavandería	48000	2412.00	72.36	9.60	10
Glicerina	9000	452.25	13.568	4.16	4
Sulfonación	3000	150.75	4.523	2.40	2.5
Detergentes	3000	50.75	4.523	2.40	2.5
Barra	1000	50.25	1.508	1.39	1.5
Tocador	5000	251.25	7.538	3.10	2
Lodesa	2000	100.50	3.0515	1.96	1.5

Línea nueva detergente	7000	351.75	10.55	3.67	4
-------------------------------	------	--------	-------	------	---

(Incluyendo la sulfonación, detergentes y barra)

Constantes

V_s 3.0515 ft³/lb
V 4800 ft/min

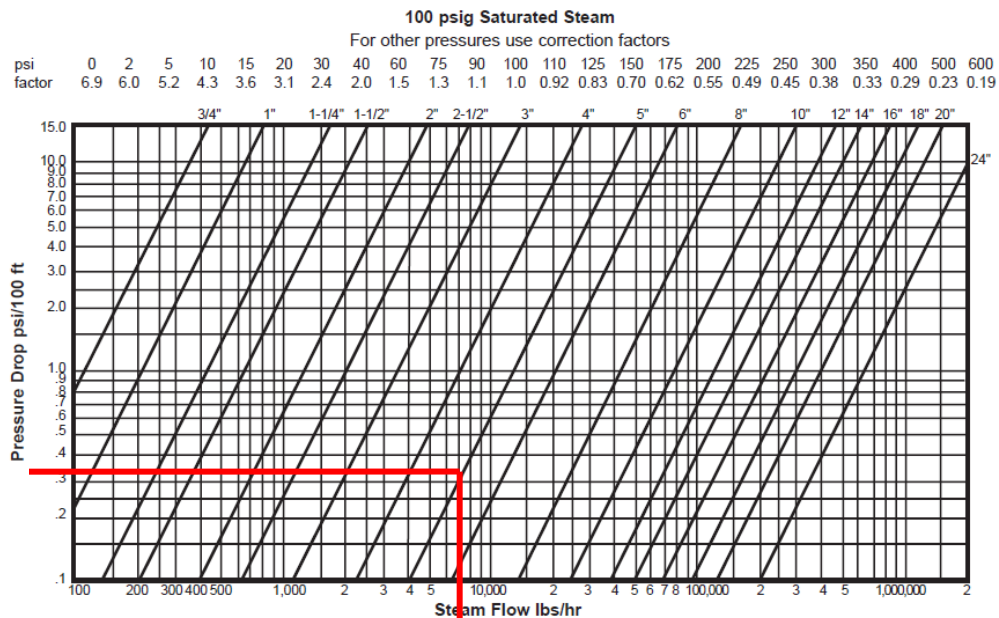
Así es determinado un diámetro de 4 in para la nueva línea hacia detergentes

Posteriormente ya que el diámetro es conocido se procede a calcular la caída de presión en toda la nueva tubería que irá hacia el área de Detergentes.

Para encontrar la pérdida de presión se utiliza la Tabla 65. Utilizando las constantes que necesitamos de vapor:

- Vapor a presión de 150 psi
- Diámetro de tubería de 4 in
- Tubería de acero cédula 40
- Flujo de vapor de 7000 lb/hr
- Longitud de la tubería 306.13 m ó 1004.36 pies

Figura 44: Tabla de pérdida de presión tubería cédula 40



Así se determina que la caída de presión es de .9 psi/100 ft de tubería; sin embargo se tiene que tomar en cuenta que este valor es para vapor saturado a 100 psi, por lo que es necesario utilizar el factor de corrección para vapor saturado a 150 psi que es de 0.7.

$$\text{Caída de Presión} = \frac{0.9 \text{ psi}}{100 \text{ ft}} \times \frac{0.7}{1} (1004.36 \text{ ft}) = 12.91 \text{ psi}$$

Por lo que se determina una caída de presión de 12.91 psi en la nueva línea que se incorporará al área de Detergentes.

5.2.3. *Cálculo del aislamiento óptimo de la tubería hacia el área de detergentes: Se debe realizar el cálculo de aislamiento óptimo antes*

de escoger los soportes ya que dependiendo del aislamiento que se utilice el soporte será de un diseño y capacidad particular. Para el cálculo del aislamiento se deben tomar en cuenta el calor que se pierde en la tubería y lo que esto implica en dinero al consumir más combustible. Sin embargo también hay que tomar en cuenta el precio del aislamiento ya que solo así se puede saber que espesor óptimo necesitamos; físicamente

el espesor optimo es un espesor infinito que no permita que exista pérdida de calor, pero lo mismo es imposible además económicamente no es lo más conveniente por el costo que tener tubería aislada implica.

Lo primero que se hace es encontrar el área superficial de la tubería para lo mismo tenemos que tomar en cuenta:

- D: Diámetro Externo de la tubería (4.5 in ó 0.375 ft)
- L: Longitud de la tubería (1004.4 ft)

$$A_s = \pi * D * L = \pi * 0.375 * 1004.4 = 1183.28 \text{ ft}^2$$

Para encontrar la pérdida de calor necesitamos obtener el coeficiente de transferencia de calor sobre la superficie exterior, para obtener el mismo empezamos sacando en número de Reynolds con la siguiente:

- Se obtienen las propiedades del aire a la temperatura de película promedio
- $T_s = (320+59)/2 = 189.5^\circ\text{F}$
- Presión de 1 atm
 - k : Conductividad Térmica del aire= 0.01737 Btu/h*ft*R
 - ν : Viscosidad cinemática= 0.8424 ft²/h ó 0.01404 ft²/h
 - Pr: Número de Prandtl= 0.7137

$$Re = \frac{VD}{\nu} = \frac{(6)(0.375)}{0.01404} = 160.26$$

- V = Velocidad del flujo hacia donde sucede la convección (Asumiendo una velocidad del aire en un día promedio de 6 ft/s)
- D = Diámetro de la tubería (4.5 in ó 0.375 ft)

- h = Coeficiente de Convección
- Nu = Número de Nusselt

En la siguiente tabla podemos encontrar las correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio para un cilindro de sección transversal circular.

Tabla 66. Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio para un cilindro de sección transversal circular

Sección Transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
Círculo	Gas o líquido	0.4 – 4 4 – 40 40 – 4000 4000 – 40000 40000-400000	$Nu = 0.989Re^{0.330}Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385}Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466}Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618}Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805}Pr^{1/3}$

Con el número de Re de 160.26 utilizamos la correlación.

$$Nu = 0.683 Re^{0.466} Pr^{1/3} = 0.683 (160.26)^{0.466} (0.7137)^{\frac{1}{3}} = 6.50$$

Con la ecuación 39 se obtiene el Coeficiente de transferencia de calor.

$$h = \frac{k}{D} Nu = \frac{0.01737}{0.375} * 6.50 = 0.30 \frac{Btu}{h * ft^2 * ^\circ F}$$

La razón de pérdida de calor desde la tubería antes que se instale el aislamiento se determina con la siguiente ecuación:

- Q = Razón de la transferencia de calor
- h = Coeficiente de Convección (0.30 Btu/h*ft²°F)
- A_s = Área Superficial en contacto (1183.2 ft²)
- T_s = Temperatura Superficial (Asumiendo una temperatura superficial de la tubería de 320 °F)
- T_∞ = Temperatura del aire (59 °F)

$$\dot{Q} = hA_s (T_s - T_\infty) = 0.3 * 1183.2 * (320 - 59) = 92,644.56 \text{ Btu/h}$$

El área de lavandería trabaja 6912h/año, por lo que la cantidad total de calor por año es:

$$Q = 92,644.56 * 6912 = 6.40E8 \text{ Btu/año}$$

La eficiencia de las calderas es del 85% por lo que para generar esto las calderas consumen de energía:

$$Q_{ent} = \frac{Q}{\eta} = \frac{6.40E8}{.85} = 7.53E8 \text{ Btu/año}$$

El costo de la energía nos da 0.19 Q/Btu por lo que en un año el costo de la energía desperdiciada sería de:

$$\text{Costo Anual} = 7.53E8 \frac{\text{Btu}}{\text{año}} * 0.19 \frac{Q}{\text{Btu}} = 143,139,115 \frac{Q}{\text{año}}$$

La pérdida de calor con un aislamiento de fibra de vidrio ($k_{\text{ais}} = 0.024 \text{ Btu/h*ft*}^\circ\text{F}$) de 3 in de espesor se calcula para ver cuánto calor se pierde con el mismo instalado.

$$\dot{Q}_{\text{ais}} = \frac{A_s (T_s - T_\infty)}{e_{\text{ais}}/k_{\text{ais}} + 1/h_o} = \frac{1183.2(320 - 59)}{\frac{3}{\frac{12}{0.024}} + \frac{1}{0.3}} = 22,459.29 \text{ Btu/h}$$

$$Q = \dot{Q}_{\text{ais}} * 6912 \frac{\text{h}}{\text{año}} = 1.55E8 \frac{\text{Btu}}{\text{año}}$$

$$\text{Costo Anual con Aislamiento} = 1.55E8 \frac{\text{Btu}}{\text{año}} * 0.19 \frac{Q}{\text{Btu}} = 29,495,332.79 \frac{Q}{\text{año}}$$

El costo del Aislamiento según estimados incluyendo la fibra de vidrio con un espesor de 3 in y el recubrimiento de aluminio se encuentra en aproximadamente $1500Q/\text{ft}^2$.

$$\text{Costo Aislamiento} = 1500 \frac{Q}{\text{ft}^2} * 1183.2 \text{ ft}^2 = 1,774,800 Q$$

Luego obtenemos el costo total del sistema aislado incluyendo lo que se seguiría perdiendo de vapor aunque la tubería se encuentre aislada.

$$\begin{aligned} \text{Costo Total} &= \text{Costo Aislamiento} + \text{Costo pérdida de calor con aislamiento} \\ &= 31,270,132.79 Q \end{aligned}$$

Por lo que es más que evidente que el aislamiento no es solo extremadamente rentable sino que se convierte en una necesidad en todo sistema de distribución de vapor, por lo que se considera una buena práctica en el uso de vapor.

5.2.4. Cálculo de la expansión de la tubería y los soportes de tubería hacia

Detergentes: Ya que se tienen los tramos de tubería y sus direcciones se puede encontrar lo que se expandirá por tramo y así poder acomodar los soportes para que sean capaces de absorber esta expansión sin que existan daños a los equipos

Para encontrar la expansión térmica de la tubería que se necesita es utilizada la ecuación 41 y se debe tener en cuenta varios factores constantes:

- ΔT : Diferencia de Temperatura entre el vapor y el medio ambiente (166.34°C ó 299.42°F) Esta diferencia tomando una temperatura de 15°C ó 59°F de medio ambiente (el peor de los casos en Escuintla) y una temperatura de vapor saturado a 150 psi de 181.34°C ó 358.42°F
- α : Coeficiente de Expansión Térmica para Acero al Carbón a 181.34°C (0.1409 mm/m°C)
- L: Longitud de la tubería (Tomando en cuenta cada longitud por tramo)

$$\text{Expansion (mm)} = L \Delta T \alpha$$

Se pueden observar los cálculos para la expansión térmica en la Tabla 67.

Tabla 67. Cálculo de expansión térmica por tramo de la línea

Tramo	Orientacion	Distancia Tramo(m)	Exp. Termica (mm)	Exp. Term. (in)
1	Vertical	12.25	31.13	1.23
2	horizontal	201	510.80	20.11
3	horizontal	63.3	160.86	6.33
4	horizontal	11.15	28.34	1.12
5	horizontal	8.83	22.44	0.88
6	horizontal	2	5.08	0.20
7	horizontal	0.6	1.52	0.06
8	vertical	7	17.79	0.70
TOTAL		306.13	777.96	30.63

temperatura	C	F
vapor	181.34	358.42
ambiente	15.00	59.00
	C	F
Delta T	166.34	299.42
	mm/m*C	
Alpha	0.0149	

Así es determinada una expansión térmica de 30.63 in en total de toda la línea de tubería.

Para el cálculo de los soportes se debe realizar por tramos, tomando en cuenta que hay varios cambios de dirección y hay tubería tanto horizontal como vertical. Para la tubería vertical se tienen que tomar en cuenta soportes en la parte inferior de la tubería que sean capaces de soportar el peso de la misma y el fluido que corre por dentro. En cambio para las tuberías horizontales se debe tener un mínimo de espaciamiento entre soportes. Siempre tomando en cuenta el tipo de soporte que se necesita según la aplicación de tubería que se va a utilizar.

Para este análisis es necesario analizar las propiedades de la tubería que se utilizará, en este caso, Tubería de Acero al Carbono Cédula 40 de diámetro de 10 in, lo que nos da valores como:

- Peso: 10.79 lb/ft
- Volumen: 0.0884 ft³/ft
- Densidad de vapor saturado a 150 psi: 0.3318 lb/ft³

Los tramos verticales de tubería que se tienen se muestran en la Tabla 68.

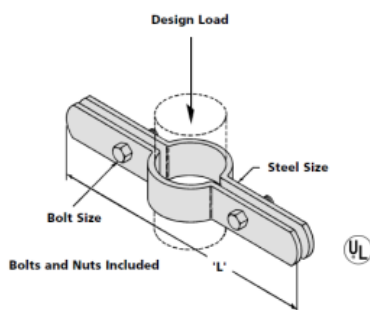
Tabla 68. Tramos de tubería vertical

Tramo	Distancia (m/ft)	Volumen (ft³)	Peso tubería (lb)	Peso tubería y vapor (lb)
1	12.25/40.19	3.55	433.65	1067.37
8	7.00/22.97	2.03	247.85	533.48

Para los tramos de tubería verticales se utilizarán soportes anclados ya que no se quiere que estas tuberías sufran movimientos por expansión ya que los tramos 1 y 8 son el principio y el final de la línea por lo que no se tiene que tener expansión para que los equipos tanto del lado de calderas como del lado de lavandería sean protegidos.

Se utilizarán 2 soportes verticales uno por tramo vertical “Pipe Clamp para tubería de acero de 10 in. B3373 Standard Riser Clamp” como se muestra en la Figura 45.

Figura 45. Standard Riser Clamp



Según las especificaciones del catálogo B-Line este clamp soporta cargas de 810 lb lo cual soporta los tramos verticales de tubería sin mayor esfuerzo en la Tabla 69.

Tabla 69. Catálogo B.Line para soportes verticales

Part No.	Nominal Pipe Size		'L'		Steel Size		Bolt Size	Design Load		Wt./C	
								Lbs.	kN	Lbs.	kg
B3373-1/2	1/2"	(15)	9"	(228.6)	7 Ga. x 1"	(4.5 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/4"	255	(1.13)	101	(45.9)
B3373-3/4	3/4"	(20)	9 1/4"	(234.9)	7 Ga. x 1"	(4.5 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/4"	255	(1.13)	105	(47.7)
B3373-1	1"	(25)	9 9/16"	(242.9)	7 Ga. x 1"	(4.5 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/4"	255	(1.13)	109	(49.4)
B3373-1 1/4	1 1/4"	(32)	10"	(254.0)	7 Ga. x 1"	(4.5 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/4"	255	(1.13)	112	(50.9)
B3373-1 1/2	1 1/2"	(40)	10 1/4"	(260.3)	7 Ga. x 1"	(4.5 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/2"	255	(1.13)	113	(51.1)
B3373-2	2"	(50)	10 3/4"	(273.0)	1/4" x 1"	(6.3 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/2"	255	(1.13)	165	(75.0)
B3373-2 1/2	2 1/2"	(65)	11 1/4"	(285.7)	1/4" x 1"	(6.3 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/2"	390	(1.73)	180	(81.6)
B3373-3	3"	(80)	11 15/16"	(303.2)	1/4" x 1"	(6.3 x 25.4)	3/8"-16 x 1 1/2"	530	(2.35)	195	(88.4)
B3373-3 1/2	3 1/2"	(90)	12 3/8"	(314.3)	1/4" x 1"	(6.3 x 25.4)	1/2"-13 x 1 3/4"	670	(2.98)	217	(98.5)
B3373-4	4"	(100)	12 7/8"	(327.0)	1/4" x 1"	(6.3 x 25.4)	1/2"-13 x 1 3/4"	810	(3.60)	228	(103.5)
B3373-5	5"	(125)	14"	(355.6)	1/4" x 1 1/2"	(6.3 x 38.1)	1/2"-13 x 1 3/4"	1160	(5.16)	480	(217.7)
B3373-6	6"	(150)	15 3/16"	(385.8)	1/4" x 1 1/2"	(6.3 x 38.1)	1/2"-13 x 2"	1570	(6.98)	526	(238.6)
B3373-8	8"	(200)	17 3/4"	(450.8)	3/8" x 1 1/2"	(9.5 x 38.1)	5/8"-11 x 2 1/2"	2500	(11.12)	957	(434.1)
B3373-10	10"	(250)	19 7/16"	(493.7)	3/8" x 2"	(9.5 x 50.8)	5/8"-11 x 2 1/2"	2500	(11.12)	1101	(499.4)
B3373-12	12"	(300)	21 11/16"	(550.9)	1/2" x 2"	(12.7 x 50.8)	5/8"-11 x 3"	2700	(12.01)	1622	(735.7)
B3373-14	14"	(350)	23 9/16"	(598.5)	1/2" x 2"	(12.7 x 50.8)	5/8"-11 x 3"	2700	(12.01)	1732	(785.6)

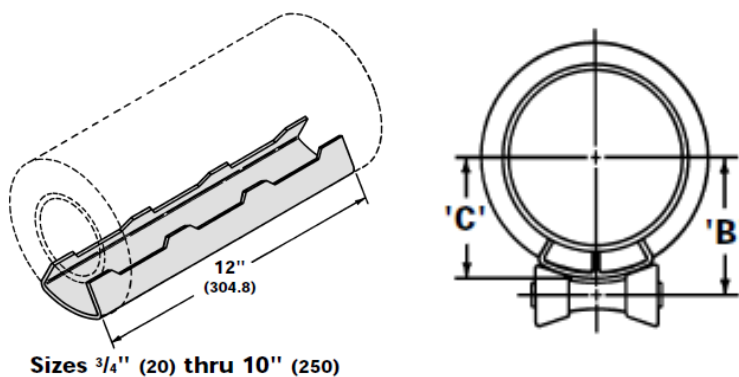
Para los tramos de tubería horizontales solo hay que ver el espaciamiento máximo que debe existir entre soportes y así ver cuántos soportes se necesitan por tramo. Por el diámetro de la tubería en el Cuadro 6 se puede apreciar el espaciamiento máximo para tubería de acero que es de 3.045 m ó 9.99 pies.

Tabla 70. Cuadro con cantidad de soportes por tramo

Tramo	Distancia (m/ft)	No. de soportes
2	201/659.45	66
3	63.3/207.68	21
4	11.15/36.58	4
5	8.83/28.97	3
6	2.00/6.56	1
7	0.60/1.97	0

Los 96 soportes a ser utilizados son “Pipe roll with sockets with pipe covering protection saddle B-Line B3114”. El rodillo a utilizar para que pueda expandirse libremente la tubería es un B3114 con un asiento B3164-4 ya que es el que maneja aislamiento de 3 in, los mismos tienen capacidad de carga de 1800 lb según en catálogo B-Line para soportes de tubería de vapor, como los que aparecen en la Figura 46.

Figura 46. Soporte de rodillo con asiento



Las especificaciones de los soportes se encuentran en el catálogo de B-Line para tubería de acero para distribución de vapor

Tabla 71. Propiedades soportes horizontales

Pipe Supports, Guides, Shields & Saddles

Insulation Thickness	Part Number
1" (25.4)	B3160
1½" (38.1)	B3161
2" (50.8)	B3162

Insulation Thickness	Part Number
2½" (63.5)	B3163
3" (76.2)	B3164
4" (101.6)	B3165

Pipe Covering Protection Saddle (Continued)

Part No.	Nominal Pipe Size	Size For Roller Part Number			Design Load		Wt./C		
		B3114 B3120 B3122 B3122A	B3117SL B3118SL B3119SL B3124 B3126	B3110	Lbs.	kN	Lbs.	kg	
B3160-3	3"	(80)	4	2-3½	5	1800	(8.00)	210	(95.2)
B3161-3			5	4-6	6	1800	(8.00)	268	(166.9)
B3162-3			6	4-6	8	1800	(8.00)	358	(162.4)
B3163-3			8	4-6	8	1800	(8.00)	417	(189.1)
B3164-3			8	8-10	10	1800	(8.00)	459	(208.2)
B3160-3½	3½"	(90)	5	4-6	6	1200	(5.34)	226	(102.5)
B3161-3½			6	4-6	8	1800	(8.00)	289	(131.1)
B3162-3½			8	4-6	8	1800	(8.00)	364	(165.1)
B3163-3½			8	8-10	10	1800	(8.00)	422	(191.4)
B3164-3½			10	8-10	10	1800	(8.00)	488	(221.3)
B3160-4	4"	(100)	5	4-6	6	1800	(8.00)	226	(102.5)
B3161-4			6	4-6	8	1800	(8.00)	289	(131.1)
B3162-4			8	8-10	8	1800	(8.00)	364	(165.1)
B3163-4			8	8-10	10	1800	(8.00)	422	(191.4)
B3164-4			10	8-10	10	1800	(8.00)	488	(221.3)
B3165-4			10	8-10	12	1800	(8.00)	616	(279.4)

5.3. *Discusión de líneas de tubería: La necesidad de distribuir vapor a grandes distancias dentro de las fabricas es cada vez más necesaria por lo que la capacidad de tener un sistema de distribución de vapor que sea lo suficientemente versátil, confiable y sobretodo que logre cumplir con las necesidades de vapor que se tienen es necesario en cualquier industria.*

El conocimiento de la teoría para diseñar tubería debe ser completa, en el sentido que se necesitan conocimientos de mecánica de fluidos, Autocad, resistencia de materiales, termodinámica y transferencia de vapor son vitales, además es necesario conocer los factores técnicos que nos permitan diseñar desde cero.

Después de haber analizado todos los factores que se deben tomar en cuenta para diseñar un sistema de distribución de vapor, es fácil darse cuenta de lo subdiseñadas que actualmente son las líneas que se encontraban instaladas en la planta, la falta de versatilidad, ineficiencia calorífica además de problemas de expansión y aislamiento son más que evidentes.

La ruta de las líneas de vapor deben ser contempladas por la topografía y diseño de la fábrica ya que deben seguir una ruta que no entorpezca ningún otro proceso, no bastan con tirar la ruta mas sencilla sino que hay consideraciones que se deben tomar en cuenta para así llegar de un punto al otro en relación al vapor.

Dentro del área de diseño y versatilidad se puede analizar que se tenían una sola línea de vapor de diámetro pequeño que llevaba vapor a varios procesos sin poder ser capaces de independizar el flujo de vapor a cada uno de ellos. En el diseño planteado se diseña una tubería principal la cual llega a un manífull que independiza los flujos de vapor para cada uno de los procesos, una tubería principal nos regresa a los fundamentos de distribución de vapor de tener una línea principal y posteriormente sacar ramificaciones para los diferentes lugares y procesos que requieran que les sea distribuido vapor. Por lo tanto el análisis de vapor y demás factores para obtener el diámetro juega un papel vital y es el precursor del resto de partes del diseño de una tubería de vapor.

La capacidad de conocer la pérdida de presión dentro de toda la línea de vapor permite saber a que presión se debe sacar el vapor de calderas y por consiguiente saber a la presión y carga que la tenemos que llevar, tomando en cuenta todo lo que implica saber estos factores en cuestión de combustible y dinero que se usa para generar el vapor.

Dentro del área de poder conocer el aislamiento óptimo para una tubería de vapor juega un papel de extrema importancia ya que como se puede apreciar algo tan sencillo como un diseño con aislamiento apropiado nos permite hacer más eficiente de manera

muy significativa nuestra planta, en todo proceso se debe estimular la reducción de pérdidas por calor ya que las mismas juegan un papel extremo a la hora de desperdiciar energía. Entre mejor este diseñado nuestro sistema de aislamiento vamos a desperdiciar menos dinero a la hora de producir. Implicando esto una reducción considerable de costos.

Dentro de los soportes es evidente que debe ser lo último al diseñar un sistema de distribución de vapor ya que los soportes deben estar diseñados para que puedan compenetrarse perfectamente con la tubería y el aislamiento. Al decir esto, se refiere a que de nada sirve tener la tubería bien diseñada si la misma se va a pandear o en casos extremos caerse porque los soportes no puedan resistir la tubería, de nada sirve tener la tubería perfectamente aislada si nuestros soportes no están diseñados para soportar la expansión térmica y arranquen el aislamiento cuando la tubería se expanda, siendo así los soportes de vital importancia en nuestro sistema de distribución de vapor, sobre todo considerando que un equipo de soportes mal diseñado puede implicar daños a los equipos por una expansión térmica no contemplada o al trabajar con una expansión térmica que no ha sido diseñada para ser absorbida por la tubería.

6. *Transferencia de calor para el proceso de saponificación*

6.1. Diseño de optimización de la transferencia de calor para el proceso de saponificación.

6.1.1. Cálculo de la transferencia total de calor en el modelo de pailas. Las pailas son los reactores en dónde ocurre la reacción de saponificación.

La saponificación es una reacción endotérmica entre los ácidos grasos (que se encuentran en los aceites y grasas) y soda cáustica, en este caso. La soda se agregada en medidas exactas a la grasa, y ambos reaccionan para producir jabón y lejía (una mezcla de glicerina y agua). Luego de este proceso, la lejía descargada se lleva a un proceso de

separación y blanqueamiento de la glicerina, y el jabón es transportado hacia los mezcladores, en donde se le agregan aditivos como color, olor y resinas.

Cualquier aceite o grasa, salvo escasas excepciones, posee ácidos grasos que pueden ser saponificables. Aunque no sea mayor, existe una diferencia de viscosidad en las grasas y aceites, y aunque provengan de lugares similares, sus características cambiarán de un lote a otro.

Sin embargo, existen variables que sí pueden ser controladas. Se puede controlar de mejor manera la temperatura interna de las pailas, para que el proceso de saponificación sea más rápido y estable.

La propuesta incluye retirar las líneas vivas de vapor, e incluir agitación mecánica para compensar la agitación producida por el contacto del vapor con la grasa. Asimismo, calcular un espesor óptimo de aislamiento, y colocar una tapadera sobre las pailas para mantener constante la presión mientras que los gases escapan por medio de una salida de gases, situada en la tapadera.

Con esta propuesta se busca reducir la cantidad de energía entregada al sistema, reduciendo por lo tanto el consumo energético de las calderas.

6.1.2. Desinstalación de las líneas vivas de vapor: Inicialmente, la lectura de presión y temperaturas iniciales del serpentín que entra a la

paila fue:

$$P = 160\text{psi}$$

$$T = 340^{\circ}\text{F}$$

Al observar las tablas de vapor sobrecalentado, se pudo observar que, para una presión de 160psi, la temperatura de saturación es la siguiente:

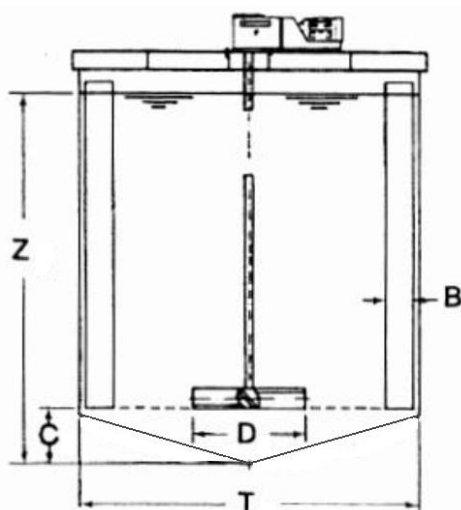
$$T = 363^{\circ}F$$

Por lo tanto, el vapor que entra por medio de las líneas vivas es vapor saturado y húmedo, debido a la ineficiencia actual de las trampas de vapor, lo cual disminuye la eficiencia de la transferencia de calor del vapor hacia la grasa. Por otro lado, el agua es más densa que los aceites, por lo que el agua que se enfría a medida que cede calor hacia la grasa se mezcla con el sistema, y se deposita en la parte inferior de la paila.

La entrada de vapor al sistema por medio de las líneas vivas genera un problema adicional, y mucho más crítico. Entre los subproductos que se obtienen a partir de la reacción de saponificación, entre un ácido graso y soda cáustica, se obtienen glicerina y sales de ácidos grasos (jabón). Debido a que las sales de ácidos grasos son solubles en agua, cuando el vapor de las líneas vivas cede calor al sistema y cambia a estado líquido, disuelve parte del producto obtenido en la reacción. Por otro lado, el producto restante se humedece con el agua saturada, lo cual ocasiona que el proceso de secado deba ser más prolongado, y se incremente el consumo de flujo másico de vapor, encareciendo todo el proceso.

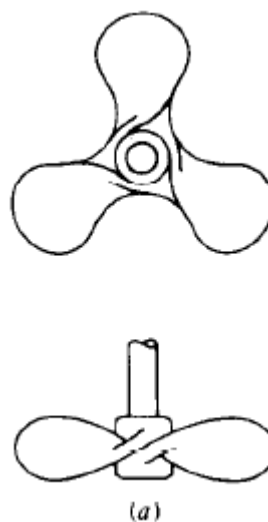
6.1.3. Instalación de un sistema mecánico de agitación: Las líneas vivas de vapor, además de transferir calor a la mezcla, son utilizadas para producir agitación. Por lo tanto, al ser éstas removidas, es necesaria la instalación de un sistema mecánico de agitación.

Figura 47. Mecanismo de agitación



Cuanto mayor sea la turbulencia en la paila, mayor será la transferencia de calor y de masa, y por lo tanto más eficiente el proceso de saponificación. Se elige un impulsor de tipo marino.

Figura 48. Impulsor tipo marino



El impulsor elegido opera a velocidad relativamente elevada, particularmente en líquidos con baja viscosidad, y es especialmente útil por su gran capacidad para la

circulación del líquido. La relación entre el diámetro del impulsor y el diámetro del tanque, d_i/T , se establece en 1:5 o menos. El flujo del líquido es axial, y el propulsor se instalan de tal manera que se produce un flujo descendente hacia el fondo del tanque, donde se encuentra ubicado el serpentín de calentamiento. Estos impulsores se utilizan más frecuentemente para operaciones de mezclado de líquidos, que para operaciones de transferencia de masa.

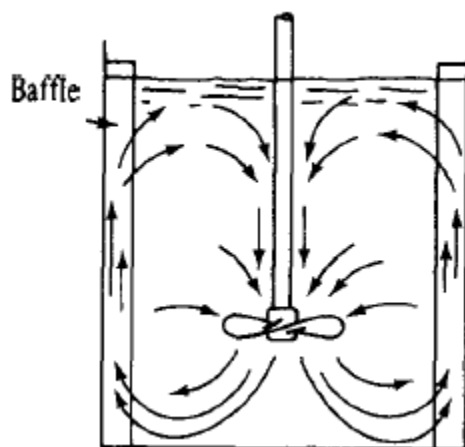
El rango de velocidades periféricas de los impulsores oscila entre 450 y 850fpm. Se elige una velocidad periférica $V=500$ fpm. La frecuencia del impulsor a esta velocidad es $f=1.105$ rps. Asimismo, la densidad del aceite a 185°F es de 0.247 Lbm/ft³s. La densidad del aceite a 185°F es 56.11 . El número de Reynolds se calcula por medio siguiente ecuación.

$$Re = \frac{\rho \cdot N \cdot d_i^2}{\mu}$$

$$Re = \frac{57.36 \cdot 1.105 \cdot (2.4)^2}{0.0247} = 14,461.95$$

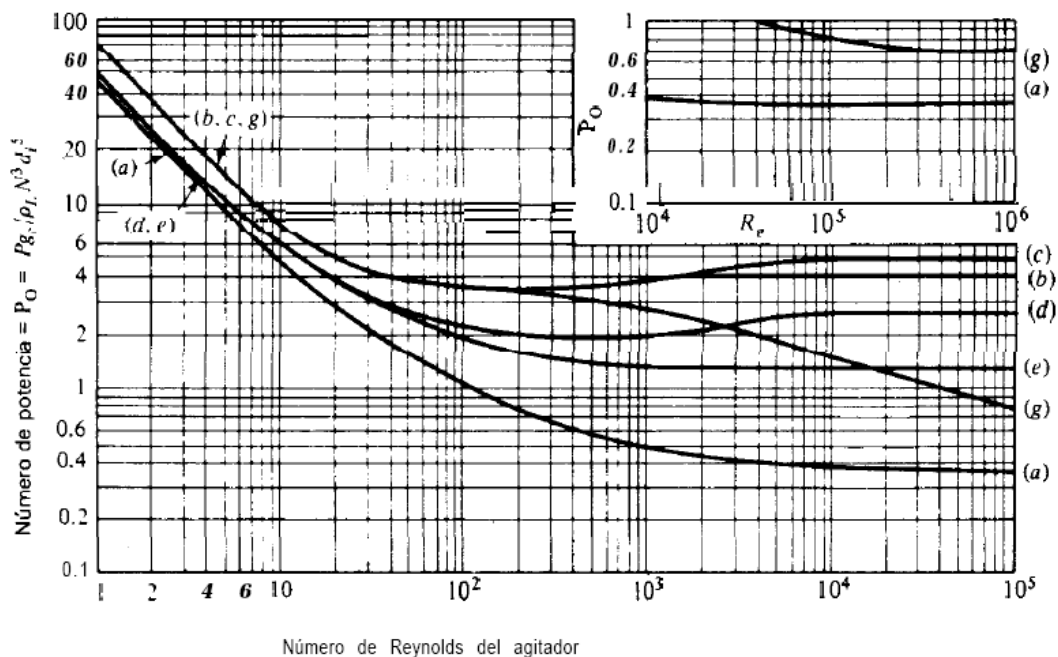
Debido a que $Re=14,462 > 10,000$, es necesaria la instalación de mamparas, para la prevención de vórtices. Las mamparas estándar consisten en cuatro tiras planas, verticales, arregladas en forma radial a intervalos de 90° alrededor de la pared del tanque, que se extienden en la profundidad total del líquido. El espesor estándar de la mampara es de $T/12$, o sea, 1 ft. Las mamparas serán colocadas en un claro desde la pared del tanque de aproximadamente $1/6$ del espesor de la mampara, o sea, 2 in, para eliminar bolsas estancadas en las cuales se acumulen los líquidos. Pueden utilizarse como soportes para los serpentines de calentamiento sumergidos en el líquido. La presencia de mamparas reduce los remolinos y aumenta las corrientes verticales del líquido en el tanque. Por otro lado, aumentan la potencia requerida para mover el impulsor.

Figura 47. Mampas estándar



La potencia impartida por el propulsor al líquido se encuentra en la figura mostrada a continuación

Figura 49. Potencia para la agitación de impulsores sumergidos en líquido



Potencia para **la agitación** de impulsores sumergidos en líquidos de una sola fase con una superficie **gas/líquido** [excepto curvas **(c)** y **(g)**]. Las curvas corresponden a los impulsores de la figura 6.3: **(a)** impulsores marinos, **(b)** turbinas de hoja plana, $w = d_i/5$, **(c)** turbinas de disco de hoja plana con y sin una superficie **gas/líquido**, **(d)** turbinas de hoja curva, **(e)** turbinas de hojas fijas, **(g)** turbinas

De acuerdo con la figura, la potencia que el impulsor imparte al líquido es de 0.4hp. Debido a las mamparas a que el motor se ajusta por medio de reductores de velocidad que generan pérdidas adicionales, se toma un factor de diseño de 2.5 para que el motor opere sin mayores cargas. La potencia necesaria del motor se calcula a continuación.

$$P = P_o * \text{factor de diseño} = 2.5 * 0.4 = 1hp$$

Un factor de bombeo del impulsor N_q es utilizado para calcular el caudal que moverá el impulsor marino. En la siguiente tabla se muestran los valores de N_q para los distintos tipos de impulsores

Tabla 72. Valores N_q para los distintos tipos de impulsores

Tipo de impulsor	Número de bombeo (N_q)
Propela marina	0.4 - 0.6
Turbina de paletas inclinadas	0.79
Impulsor tipo hydrofoil	0.55 - 0.73
Impulsor de hojas curvas	0.3
Turbina de paletas planas	0.7
Turbina de disco y hojas planas (Rushton)	0.72
Turbina de hojas cóncavas (Rushton)	0.76

Se elige un valor N_q igual a 0.5. El caudal movido por el impulsor se calcula por medio de la siguiente ecuación:

$$Q = N_q * N * d_i^3$$

$$Q = 0.5 * 1.105 * (2.4)^3 = 7.64ft^3/s$$

El volumen promedio de una paila llena es $V=1,662.5\text{ft}^3$, por lo que al impulsor le toma alrededor de 217 segundos o 3:40 minutos recircular toda la mezcla de grasa y soda cáustica.

6.1.4. *Cálculo de la transferencia de calor del serpentín de vapor a la paila:*

La paila cuenta con un serpentín de calentamiento situado en la parte inferior. El serpentín está formado por 8 círculos concéntricos de tubería de acero galvanizado, de 1 1/2" de diámetro nominal. La longitud total del serpentín se calcula con los diámetros de los círculos concéntricos de la siguiente manera

$$L_S = \sum \pi D_n = \pi(11 + 10 + 9 + 8 + 7 + 6 + 5 + 4) = 60\pi = 188.5\text{ft}$$

A la longitud del serpentín se le suma la longitud de la línea de entrada de vapor y de la línea de retorno de condensados, de 5 metros (16.4ft) de longitud cada una:

$$L_T = L_S + 2 * 16.4\text{ft} = 221.3\text{ft}$$

Con la longitud y el diámetro de la tubería (1.5in = 0.125ft) se calcula el área superficial:

$$A_{cont} = \pi D L_T = \pi(0.125)(221.3) = 86.9\text{ft}^2$$

Con el área superficial es posible calcular la tasa de transferencia de calor del serpentín a la grasa. De acuerdo con la tabla mostrada a continuación, para una línea de vapor con presión media de vapor sumergida en grasa con convección natural, el coeficiente de transferencia de calor oscila en el rango de 5 – 10 Btu/°Fft². Se elige una tasa de transferencia de calor de $U = 8 \text{ Btu}/^\circ\text{F}\cdot\text{ft}^2$. Además, la temperatura del vapor de entrada es 340°F y la del vapor de salida es de 200°F. Por lo tanto,

$$\dot{Q} = UA\Delta T$$

$$\dot{Q}_{in} = (8)(86.9)(340 - 185) = 97,328 \text{ Btu/hr}$$

La tabla mostrada abajo puede ser utilizada para indicar la emisión de calor de un serpentín de vapor sumergido en un baño de los fluidos indicados a continuación.

Tabla 73. Emisión de calor de un serpentín de vapor sumergido

Application	Fluid	Heat emission from coil surface	
		(Btu/ft ² hr oF)	(W/m ² x°C)
Steam coil with medium steam pressure and natural convection of oil	Light oils	30	170
	Heavy oils	15 – 20	85 – 115
	Fats	5 – 10	30 – 60
Steam coil with medium pressure and forced convection of oil	Light oils	100	570
	Heavy oils	60	340
	Fats	30	170

La temperatura de la reacción de saponificación es de 185°F. Cuando se observa que la temperatura de salida del vapor es de 200°F, es posible concluir que el vapor entregó casi todo su calor al proceso, además de retornar como condensado, por lo que el serpentín opera correctamente. Para acelerar la transferencia de calor al proceso, se sugiere la instalación de un serpentín adicional de las mismas dimensiones, y contrarrestar la pérdida de calor provocada por desinstalar las líneas vivas de vapor.

6.1.5. Cálculo de aislamiento: El aislamiento es un punto crítico en las pailas, pues es a través de las paredes en donde se pierde una gran cantidad de energía. Por lo tanto, se realizará un cálculo sobre el espesor actual contra el espesor ideal.

La paila es un cilindro abierto en su parte superior con fondo cónico. Para fines de cálculos, se analizará en dos partes: cilindro y cono invertido. La transferencia de calor dentro de la paila es por medio de convección. Para calcular las pérdidas de calor por convección en la paila, se toman ambas partes por separado. A continuación se calculan ambas áreas. La altura de la paila es de 16.75ft, la altura del cono es de 1.5ft, y el diámetro es de 12ft.

$$A_{cil} = \pi dh = \pi(12)(16.75) = 631.46ft^2$$

$$A_{con} = \pi r * \sqrt{1.5^2 + 6^2} = 116.58ft^2$$

$$A_T = A_{cil} + A_{con} = 631.46 + 116.58 = 748.04ft^2$$

Con las condiciones $T=185^\circ F$ para la superficie interna de la paila y $T=140^\circ F$ para las paredes exteriores. Si se toma el valor del coeficiente de transferencia de calor como $h = 3.5 Btu/h * ft^2 * ^\circ F$ para la superficie exterior aislada de la paila y $k = 0.26 Btu * in/h * ft^2 * ^\circ F$ para el aislante de fibra de vidrio, la transferencia total de calor se calcula de la siguiente manera

$$Q_{aisl} = \frac{T_1 - T_{\infty}}{R_{TOT}}$$

La temperatura de la lámina interior se toma como $185^\circ F$, con lo que las únicas resistencias del calor son las pérdidas por conducción en la fibra de vidrio y la resistencia por convección en las paredes exteriores de la paila

$$R_{TOT} = R_{fibra} + R_{conv}$$

El grosor de la capa de fibra de vidrio es de 2.5". La resistencia a la transferencia de calor de la fibra de vidrio se calcula por medio de la siguiente ecuación

$$R_{fibra} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} = \frac{\ln(6.21/6)}{2\pi(5/12)(0.26)} = 0.0506$$

La resistencia a la transferencia de calor por convección en el exterior de la paila se calcula mediante la siguiente ecuación

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} = \frac{1}{(3.5)(748.04)} = 3.82 \times 10^{-4}$$

La resistencia total es;

$$R_{TOT} = R_{fibra} + R_{conv} = 0.0506 + 3.82 \times 10^{-4} = 0.051$$

La temperatura de la superficie interior de la paila es $T_1 = 185^\circ\text{F}$ y la temperatura del aire circundante es $T_\infty = 86^\circ\text{F}$, por lo tanto

$$\dot{Q}_{aisl} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{TOT}} = \frac{185 - 86}{0.051} = 1941.2 \text{ Btu/hr}$$

Al comparar el calor entregado por el serpentín al proceso ($\dot{Q}_{in} = 97,328 \text{ Btu/hr}$), contra el calor cedido al ambiente en las paredes aisladas de la paila ($\dot{Q}_{aisl} = 1941.2 \text{ Btu/hr}$), es posible concluir que el aislante reduce eficientemente la transferencia de calor hacia el exterior de la paila.

6.1.6. Cálculo de la pérdida de calor en la interface líquido – gas de la paila: En la superficie de la paila se pierde calor por convección, entre la mezcla que reacciona y el aire circundante sobre la superficie de la misma. Se asume que la reacción calienta al aire por medio de convección a una temperatura constante de 185°F , y que la paila no se llena en su totalidad sino que la mezcla se deja dos pies por

debajo de la superficie máxima. El coeficiente de convección entre la mezcla y el aire se asume como $h = 8 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$. Por lo tanto se tiene un área de transferencia de calor entre la mezcla y el aire, que se calcula a continuación

$$A_{sup} = \pi r^2 = \pi(6.00)^2 = 113.1 \text{ ft}^2$$

La transferencia total de calor en la interfaz se calcula por medio de la siguiente ecuación

$$Q'_{sup} = hA\Delta T = (8.00)(113.1)(185 - 120) = 58,812 \text{ Btu/h}$$

La pérdida de calor en la interface es muy grande. Se sugiere la instalación de una tapadera con tubería para la extracción natural de gases. Esto ayudará a uniformizar la temperatura, al mismo tiempo que evita mayores pérdidas de calor en la superficie. Debe tomarse en cuenta que las pérdidas de calor en la superficie se deben en parte al vapor que sale por medio de las líneas vivas. Al eliminar las líneas vivas de vapor se minimizan estas pérdidas de calor.

6.1.7. *Cálculo de la pérdida total de calor: La pérdida total de calor se reduce en la pérdida de calor por convección en la superficie de la paila y la pérdida por convección en las paredes de la misma*

$$Q'_{out} = Q'_{ais} + Q'_{Sup}$$

$$Q'_{out} = 1941.2 + 58,812 = 60,753.2 \text{ Btu/h}$$

6.1.8. *Cálculo de la transferencia total de calor: La transferencia neta de calor en el modelo propuesto se calcula restando la tasa neta de calor*

que ingresa de vapor a la grasa, menos las pérdidas totales de calor de la grasa a los alrededores. Por lo tanto,

$$\dot{Q}_T = \dot{Q}_{in} + \dot{Q}_{out}$$

$$\dot{Q}_T = 97,328 - 60,753.2 = 36,574.8 \text{ Btu/h}$$

El tiempo promedio de duración del proceso de saponificación es de 4 horas, para dar tiempo a que los componentes reaccionen completamente. Por lo tanto, en un período de 4 horas se consume la siguiente cantidad de energía. $1\text{kWh}=3,412.12\text{Btu}$

$$\dot{Q}_T = 97,328 \frac{\text{Btu}}{\text{h}} * 4\text{h} = 389,312\text{Btu} = 114.1\text{kWh}$$

Al desinstalar las líneas vivas de vapor, disminuye la transferencia neta de calor que ingresa al sistema. Por lo tanto, se recomienda la instalación de un serpentín adicional, para que la transferencia de calor al sistema se duplique, o de enchaquetar la paila, para maximizar la transferencia de calor y disminuir el tiempo de saponificación total. Asimismo, al instalar el sistema de agitación con mamparas se promueve la transferencia de calor y de masa a la reacción, volviendo a la mezcla más homogénea y consistente.

6.1.9. Cálculo de la pérdida de calor en la tubería trazadora: La tubería trazadora transporta la materia prima a través de todas las etapas del proceso hasta un paso previo al producto terminado. A través de todos los pasos, la grasa o el jabón debe ser transportado a una temperatura adecuada para prevenir que el flujo se vuelva muy viscoso y obstruya las tuberías.

El tubo utilizado para el tracing es tubo de cobre, debido a que es una tubería maleable y un buen conductor del calor. Para fines de cálculos, se dividió la tubería en dos partes.

El tramo de la tubería de tracing es de 4". Se toma un tramo de 3.5" sin tubería trazadora, y un tramo de 1/2" con tubería trazadora. En el primer tramo se calcula la pérdida de calor, y en el tramo con tubería trazadora se calcula la ganancia de calor. A continuación se muestra la ecuación para el tramo sin tubería trazadora

$$Q_{out} = \frac{T_1 - T_{\infty}}{R_{TOT}}$$

La temperatura de la lámina interior para que la pasta de jabón fluya con una viscosidad mínima es de 150°F. la temperatura del aire circundante es 95°F. las pérdidas de calor en la tubería se deben a la transferencia del calor por conducción a través de los radios interno y externo de la tubería, y a través del área de contacto de la tubería con el aire circundante. Para tubería de acero al carbono cédula 40 de 3 1/2", el radio externo es 2" y el radio interno es de 1.769". Asimismo, el coeficiente de convección entre el hierro y el aire es $h = 2.0 \text{ Btu/h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$. el coeficiente de conducción es $k = 35 \text{ Btu} \cdot \text{in}/\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$

$$R_{TOT} = R_{cond} + R_{conv}$$

La resistencia a la conducción se calcula a continuación

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} = \frac{\ln(2/1.769)}{2\pi(3.5/12)(35)} = 1.91 \cdot 10^{-3}$$

La resistencia a la convección se calcula por medio de la siguiente ecuación

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} = \frac{1}{(2.0)(0.305)} = 1.64$$

Donde

$$A = 2\pi rL = 2\pi * \left(\frac{2}{12}\right) \left(\frac{3.5}{12}\right) = 0.305 ft^2$$

La resistencia total es

$$R_{TOT} = R_{cond} + R_{conv} = 1.642$$

La transferencia total de calor del interior de la tubería al aire circundante en un tramo de 3.5 in es:

$$\dot{Q}_{out} = \frac{T_1 - T_\infty}{R_{TOT}} = \frac{150 - 95}{1.642} = 33.50 Btu/hr$$

La segunda parte de los cálculos se realiza con la tubería de cobre adicionando calor a la tubería de acero. El espaciamiento entre cada tramo de la tubería trazadora es de 5", y se utilizó tubo de cobre de diámetro nominal de 1/4". El diámetro exterior es de 1/2", por lo tanto, la longitud de la tubería se toma como 1/2" para el tramo a calcular. La temperatura del vapor dentro de la tubería de cobre se toma como 320°F, y la temperatura circundante como 95°C. a continuación se calcula el área de contacto, que es igual al área superficial de la tubería de acero

$$A = 2\pi rL = 2\pi * \left(\frac{2}{12}\right) \left(\frac{0.5}{12}\right) = 0.044 ft^2$$

A continuación, se realiza el cálculo de la transferencia de calor de la tubería trazadora a la tubería de acero

$$\dot{Q}_{in} = hA\Delta T$$

$$\dot{Q}_{in} = (2.3)(0.044)(320 - 95) = 22.77 Btu/hr$$

La transferencia neta de calor es la diferencia entre la adición de calor a la tubería y la pérdida de calor por convección entre la tubería y el aire circundante.

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}$$

$$\dot{Q}_t = 22.77 - 33.50 = -10.73 \text{ Btu/hr}$$

Si se toma este tramo de 4" para 3.28ft (1 metro), la pérdida de calor total será igual a

$$\dot{Q}_t = -10.73 * 3 * 33.28 = -1,071 \text{ Btu/hr}$$

Este resultado indica que la pérdida de calor es mayor que la adición de calor de la tubería trazadora al sistema. Esto conlleva a una pérdida en la temperatura de la tubería transportadora de jabón, y por consiguiente, a una obstrucción de la tubería en ciertos puntos del transporte. Para evitar este problema, la instalación de aislamiento en la tubería resulta una solución viable, debido a que una reinstalación de la tubería de cobre representa gastos elevados, y un mayor gasto de vapor.

Se toma un aislante de 1" de fibra de vidrio, con $h = 3.5 \text{ Btu/h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}$ para la superficie exterior aislada, y $k = 0.17 \text{ Btu} * \text{in/h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}$ para la conducción del calor a través del aislante. Por lo tanto:

$$\dot{Q}_{out} = \frac{T_1 - T_{\infty}}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi Lk} + \frac{1}{hA}} = \frac{150 - 95}{\frac{\ln(2/1.769)}{2\pi(0.29)(35)} + \frac{\ln(3/2)}{2\pi(0.29)(0.17)} + \frac{1}{(3.5)(3.05)}}$$

$$\dot{Q}_{out} = 24.44 \text{ Btu/hr}$$

A continuación se calcula la transferencia de calor total

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}$$

$$\dot{Q}_t = 22.77 - 24.44 = -1.67 \text{ Btu/hr}$$

Si se realiza el cálculo para el mismo tramo de 1m, ahora se tiene

$$\dot{Q}_t = -1.67 * 3.28 * 3 = -16.43 \text{ Btu/hr}$$

Comparado con la pérdida de calor sin aislante, es posible apreciar que el aislante posee una eficiencia térmica aceptable, y reduce notablemente la transferencia de calor al exterior.

6.1.10. *Cálculo de la pérdida de calor en las mezcladoras (crutchers): El interior de la mezcladora es de una lámina de ¼" de acero inoxidable.*

A continuación se encuentra la tubería de cobre de 1" por donde circula el vapor, en intervalos de 8". La temperatura se eleva hasta 160°F en el interior, y el aire circundante se encuentra a 95°F. Esta tubería está recubierta por una capa de 2" de aislante de fibra de vidrio (donde no hay tubería de cobre se recubre con una pulgada adicional de aislante), con un coeficiente de conducción $k = 0.17 \text{ Btu} \cdot \text{in}/\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$. La fibra de vidrio está forrada con una capa de acero al carbono de ¼". El coeficiente de convección del acero al carbono con el aire circundante se asume como $h = 2.0 \text{ Btu}/\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$. el coeficiente de conducción se obtiene a partir de las tablas del anexo 12, $k = 35 \text{ Btu} - \text{in}/\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$. El diámetro exterior de la mezcladora es de 68", la altura total es de 5.9ft. El radio interior de la chaqueta de acero inoxidable es de 30.5", y el coeficiente de conducción para acero inoxidable AISI 304 es de $k = 8.6 \text{ Btu} - \text{in}/\text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$. si se toma el radio interior como r_1 , y se toman las pérdidas de la capa de acero inoxidable, del aislante y del acero, se tiene la siguiente ecuación

$$Q_{out} = \frac{T_1 - T_\infty}{\frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi Lk} + \frac{\ln(r_3/r_2)}{2\pi Lk} + \frac{\ln(r_4/r_3)}{2\pi Lk} + \frac{1}{hA}}$$

$$\dot{Q}_{out} = \frac{160 - 95}{\frac{\ln(30.75/30.5)}{2\pi(8.6)(0.25/12)} + \frac{\ln(33.75/30.75)}{2\pi(0.17)(3/12)} + \frac{\ln(34/33.75)}{2\pi(35)(0.25/12)} + \frac{1}{(6.31)(2.0)}}$$

$$\dot{Q}_{out} = \frac{160 - 95}{7.25 * 10^{-3} + 0.35 + 1.61 * 10^{-3} + 0.079} = \frac{160 - 95}{0.43785} = 148.45 \text{ Btu/hr}$$

Para calcular la transferencia de calor hacia el interior de la mezcladora, se divide la altura total de la mezcladora entre los “anillos” de 8” de cobre. Luego se calcula la transferencia de calor en un “anillo” y se multiplica por el resto de anillos para calcular la transferencia total de calor a la camisa.

$$\text{Número de anillos} = \frac{h}{\text{distancia entre anillos}} = \frac{5.9}{\left(\frac{8}{12}\right)} = 8.85 \text{ anillos}$$

El área de contacto de un anillo del serpentín de calentamiento se calcula por medio de la siguiente ecuación

$$A = 2\pi r h = 2\pi * \left(\frac{30.75}{12}\right) \left(\frac{1}{12}\right) = 1.34 \text{ ft}^2 * 8.85 = 11.86 \text{ ft}^2$$

Luego se calcula la transferencia de calor del anillo a la camisa de acero inoxidable, utilizando como coeficiente de convección del cobre hacia la camisa $h = 2.3 \text{ Btu/h} * \text{ft}^2 * ^\circ\text{F}$, encontrado en la Tabla 2. La temperatura del anillo es de 340°F, y la temperatura del interior de la mezcladora es 160°F

$$\dot{Q}_{in} = hA\Delta T$$

$$\dot{Q}_{in} = (2.3)(11.86)(340 - 95) = 6,683.11 \text{ Btu/hr}$$

A continuación se calcula la transferencia de calor total:

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}$$

$$\dot{Q}_t = 6,683.11 - 148.45 = 6,534.66 \text{ Btu/hr}$$

El resultado demuestra que la mezcladora está bien aislada y no necesita de ninguna modificación.

6.2. Resultados de optimización de la transferencia de calor para el proceso de saponificación

Tabla 74. Ganancia de calor del serpentín a la mezcla

Temperatura del vapor de entrada	340°F
Presión del vapor de entrada	160psi
Temperatura del vapor de salida	200°F
Longitud total del serpentín	221.3 ft
Area superficial del serpentín	86.9ft ²
Coefficiente de transferencia de calor	8 Btu/°F*ft ²
Tasa de transferencia de calor del serpentín a la paila	97,328 Btu/hr

Tabla 75. Dimensiones de la paila

Diámetro	12ft
Espesor del aislante	2.5in
Altura del cono inferior	2ft
Altura total de la paila	16.75ft
Área del cuerpo de la paila (cilindro)	631.46ft²

Continuación Tabla 75. Dimensiones de la paila

Área del fondo de la paila (cono)	116.58ft²
Área total de la paila	748.04ft²
Temperatura interna de la paila	185°F
Temperatura de paredes exteriores de la paila	140°F
Pérdida de calor con aislamiento de fibra de vidrio	1941.2Btu/hr

Tabla 76. Pérdida de calor en la interface líquido-gas

Área superficial de la interface	113.1ft²
Pérdida total de calor en la interface líquido-gas	58,812Btu/h

Tabla 77. Pérdida total de calor en la paila

Sumatoria de pérdidas en la interface y en el aislante	60,753.2Btu/h
--	----------------------

Tabla 78. Transferencia total de calor en las pailas

Ganancia de calor – pérdidas, sin tomar en cuenta ganancia de calor en las líneas vivas de vapor	36,574.8 Btu/h
--	-----------------------

Tabla 79. Sistema mecánico de agitación de líquidos

Número de Reynolds	14,461.95
Ancho de las mamparas	1ft
Espaciamiento entre mamparas	90°

Continuación Tabla 79. Sistema mecánico de agitación de líquidos

Potencia del impulsor impartida a la mezcla	0.4hp
Potencia requerida del motor	1hp
Caudal impulsado	$7.64\text{ft}^3/\text{s}$
Volumen total de mezcla en la paila	$1,662.5\text{ft}^3$

Tabla 80. Tubería trazadora

Temperatura interior de la tubería transportadora de grasa	150°F
Transferencia total de calor en por metro de tubería, sin aislante	$-1,071\text{ Btu/hr}$
Transferencia total de calor en por metro de tubería, con aislante	-16.43 Btu/hr

Tabla 81. Cálculo de pérdida total de calor en mezcladoras

Balance de energías	$6,534.66\text{ Btu/hr}$
---------------------	--------------------------

6.3. *Discusión de optimización de la transferencia de calor para el proceso de saponificación:* En éste reporte se pueden observar que muchas veces es necesario invertir tiempo y dinero en un crecimiento ordenado, para evitar problemas derivados de una estructura desordenada de distribución de vapor, que conlleve a un gasto mucho mayor de combustible, y que por lo tanto requiera de una fuerte inversión, para paliar dichos problemas, que pudieron haberse evitado desde el principio.

En éste estudio pudo observarse que se desconocen las propiedades de los ácidos grasos, y en sí se desconoce el proceso de saponificación. Este proceso requiere de una gran entrada de calor durante un tiempo prolongado. La reacción se lleva a cabo en las pailas. Al mezclarse dentro de la paila los ésteres (mezcla de ácidos grasos con glicerina)

y los hidróxidos fuertes, se lleva a cabo la reacción de saponificación, y se forman sales de ácidos grasos (jabón) y glicerina. Esta reacción debe llevarse a cabo a 185°F, durante un tiempo aproximado de 4 horas. Sin embargo, se pudo observar que se agregaba vapor saturado a la mezcla, por medio de dos líneas vivas de vapor. Esto se hace con una doble finalidad: transferir calor a la mezcla y agitarla. Debido a que los jabones son sales de ácidos grasos, éstas sales son solubles en agua. Mientras que se transfiere una gran masa de agua a la mezcla, parte de los jabones producidos en la reacción se disuelven en el agua, y son desechados cuando se descarga la glicerina. Por otro lado, el jabón remanente que es enviado al proceso posterior de mezclado, al estar en contacto prolongado con agua, contiene una gran cantidad de humedad. Luego esta masa jabonosa es dirigida hacia el proceso de mezclado.

Por lo tanto, se recomienda desinstalar las líneas vivas de vapor del sistema, y dejar únicamente el serpentín de calentamiento. Esto evitará que el vapor saturado entre en contacto directo con las sales de ácidos grasos y las disuelva. De esta manera, se obtendrá una mayor cantidad de producto, porque no se descargará la mezcla de agua-jabón del sistema. Asimismo, el jabón obtenido poseerá una menor cantidad de humedad, con lo cual se reducirá el tiempo de secado, reduciendo, por lo tanto, la cantidad de vapor necesaria. Sin embargo, al desinstalar las líneas de vapor, la agitación en el sistema disminuye a cero, y el calor se transfiere únicamente por corrientes de convección natural, haciendo del proceso un proceso mucho más lento.

Para evitar este problema, se tomó en cuenta la instalación de un sistema axial de agitación de la mezcla. Al instalar agitación mecánica en el sistema, se incrementa la turbulencia, y por lo tanto, se incrementa la transferencia de calor y masa, debido a que se homogeneiza la temperatura, y se mezclan de una mejor manera los ésteres y los hidróxidos, y se vuelve más uniforme la reacción de saponificación. Asimismo, no se afecta la composición de la mezcla, y únicamente reaccionan los ésteres e hidróxidos.

Por otro lado, al calcular la pérdida de calor la interfase líquido gas de la paila, ésta corresponde aproximadamente a dos terceras partes de la transferencia de calor del serpentín a la paila. Por lo tanto, se recomienda colocar una tapadera aislada en la parte superior de la paila, con una salida de gases, para evitar las grandes pérdidas de calor al ambiente, y mantener constante la temperatura de la reacción. Al instalar la tapadera, el requerimiento de energía de vapor será menor, aumentando la eficiencia total del sistema. Asimismo, al realizar las visitas se observaron manchas en el techo del área de pailas. Esto es debido a que grandes burbujas de agua emergen cuando la mezcla es muy viscosa. Estas burbujas poseen una alta presión, y emergen violentamente, salpicando parte de la mezcla. Esto puede resultar peligroso para los operarios, razón adicional por la que se recomienda la instalación de la tapadera.

El aislante fue analizado en forma paralela. Se demostró que el aislante funciona correctamente, y que no hay necesidad de colocar más aislamiento. La pérdida de calor calculada es mínima, comparada con la adición de calor al sistema por medio del serpentín. Por lo tanto, el aislante cumple con su función y no hay necesidad de modificarlo.

Como punto final, se recomienda a mediano plazo enchaquetar las pailas con tubería de vapor, para incrementar la transferencia de calor a la mezcla y promover más rápidamente la saponificación. Esto se sugiere a raíz de haber realizado los cálculos pertinentes a las mezcladoras. Las mezcladoras son el segundo paso posterior a la saponificación. Son tanques mucho más pequeños que las pailas, cuya función es de mezclar la masa jabonosa proveniente de las pailas con los distintos aditivos que le dan al jabón sus características finales. Se observó que la adición de calor a las mezcladoras es por medio de una chaqueta forrada con tubería de cobre. Al realizar los cálculos y el balance de calor, se observó que las pérdidas son mínimas, comparadas con la adición de calor. Las mezcladoras están selladas en su parte superior, para evitar accidentes debidos a salpicaduras. Al comparar el diseño actual de las pailas con el de las mezcladoras, se

obtiene que un diseño de chaqueta como el de mezcladoras es la mejor opción para transferir calor a la paila.

Con respecto a la tubería trazadora, se observó que ésta se encuentra deteriorada. Esta tubería no posee aislante, y no se les ha brindado el mantenimiento correctivo necesario para que funcionen correctamente. Se calculó la pérdida de calor en la tubería trazadora actual, contra la pérdida de calor de la tubería con aislante. Para evitar reinstalar los tubos de vapor en la tubería transportadora de jabón, se sugiere la instalación de aislante de fibra de vidrio de 1", con eficiencia de 86% en la tubería transportadora de jabón, para minimizar la pérdida de calor. Si la pérdida de calor hacia los alrededores es mayor que la ganancia de calor a la tubería, ocurren varios problemas. La masa jabonosa debe viajar a 150°F para estar en estado líquido, o se solidificará. Si la temperatura es menor de 150°F, se comienzan a formar capas de masa jabonosa en las paredes interiores de la tubería. Estas capas aíslan el calor proveniente de la tubería trazadora a la tubería transportadora, y se solidifican más capas de grasa. Finalmente, se obstruyen las tuberías transportadoras y se detiene el transporte del jabón a la siguiente etapa.

Luego del proceso de mezclado, el jabón es transportado a la parte de secado. La finalidad de este proceso es eliminar el exceso de humedad del jabón, para que éste sea más consistente y pueda pasar a la etapa de moldeado. Cuando el jabón sale del proceso de saponificación con un gran contenido de agua, producido por las líneas vivas de vapor, el proceso de secado se hace más prolongado, y se consume una mayor cantidad de energía para secar el jabón, encareciendo el proceso.

VIII. CONCLUSIONES

Después de realizado el presente proyecto llegamos a las siguientes conclusiones y recomendaciones

1. 75 trampas de vapor, 42 filtros, 115 válvulas de bola y 75 cheques son necesarios para completar el set de trampa de vapor para todas las trampas que fallan y están mal instaladas según el estudio de estado de operación.
2. La instalación y dimensionamiento de los accesorios del set de trampa de vapor son importante para asegurar un funcionamiento adecuado para la aplicación específica.
3. La bomba Hidromac K6T es adecuada para impulsar el condensado líquido del área de calderas desde el tanque de condensados al tanque de alimentación de agua para calderas.
4. Se podrían llegar a recuperar hasta 21,150 lb/h de agua de condensado en la planta de manufactura.
5. Es necesario un método adecuado para evitar la contaminación del agua de alimentación para calderas antes de poder recuperar los condensados de los departamentos de Sulfonación y Lavandería.
6. Un estudio de estado de operación se debería de realizar con cada seis meses para ver avances del proyecto y evaluar resultados.
7. El 58% de las trampas de vapor funciona adecuadamente en toda la planta.
8. El 22% de las trampas de vapor falla abierta.
9. El 14% de las trampas de vapor falla cerrada.

10. Cuando se coloca aislante en la tubería trazadora, pérdida de calor disminuye cerca del 86%.
11. Una pared enchaquetada actúa como un mejor trasmisor del calor que un serpentín.
12. En la superficie de la paila se pierde aproximadamente un 30% del calor transmitido por el serpentín de calentamiento.
13. El vapor que ingresa a las pailas se encuentra en condiciones de vapor saturado, lo cual disminuye la transferencia de calor hacia la mezcla. Asimismo, al entrar en contacto con las sales de ácidos grasos, las disuelven, por lo que se desecha parte del jabón obtenido y el restante no es consistente.
14. Un jabón con alto contenido de humedad es menos consistente, y el secado de éste resulta mucho más caro.
15. Con el aislamiento del distribuidor se tiene un ahorro de energía del 74%.
16. La redistribución de la tubería ahorra grandes pérdidas de vapor que en el diseño anterior no se daban.
17. Los soportes del distribuidor no se encuentran empotrados al suelo por lo que la estructura del distribuidor no será sometida a esfuerzos extremos.
18. Se obtiene el tamaño adecuado de tubería para cada uno de los distribuidores que se proponen en el diseño para dar el flujo óptimo a cada área.
19. Es posible lograr un gran ahorro de energía en la planta.
20. La eficiencia de las calderas puede ser aumentada.
21. La temperatura del tanque principal de agua de alimentación puede elevarse a 80°C, para poder mejorar la eficiencia de las calderas.

22. Es de mucha importancia tener el tanque principal de agua de alimentación con un buen aislamiento térmico.
23. El distribuidor de agua a las bombas de calderas hace más ordenada la planta.
24. La ruta de las líneas de vapor tiene que considerar la geometría de distribución de la planta y la topografía de la misma.
25. Para distribuir vapor con una carga de 48000 lb/h a una presión de 150 psi a una velocidad adecuada de 4800 ft/min que no provoque problemas de ruido ni erosión se obtiene un diámetro de tubería de 10 in en cédula 40.
26. La pérdida de presión en un flujo másico de 48000 lb/h a una presión de 150 psi en una longitud de tubería de 458.4 pies nos resulta en 2.62 psi.
27. La expansión térmica en una tubería de 10 in que tiene 458.4 pies nos resulta en 13.64 in con el vapor saturado a 150 psi.
28. Con un aislamiento de 3 in. La pérdida de calor se reduce en un 67% en una tubería de 10 in justificando totalmente su costo e instalación con una recuperación inmediata de la inversión.
29. Para la línea sustituta para el área de lavandería se utilizaron 4 soportes verticales “Estándar Riser Clamp” B3373 para tubería de 10 in con capacidad de carga de 2500 lb.
30. Para la línea sustituta para el área de Lavandería se utilizaron 19 soportes horizontales de rodillo “Pipe Roll with pipe covering protection saddle” cuyos rodillos son de la línea B3114 y el asiento es B3164-10 considerando un aislamiento térmico de 3 in con capacidad de carga de 1800 lb.
31. Para distribuir vapor con una carga de 7000 lb/h a una presión de 150 psi a una velocidad adecuada de 4800 ft/min que no provoque problemas de ruido ni erosión se obtiene un diámetro de tubería de 4 in en cédula 40.

32. La pérdida de presión en un flujo másico de 7000 lb/h a una presión de 150 psi en una longitud de tubería de 1004.36 pies nos resulta en 12.91 psi.
33. La expansión térmica en una tubería de 4 in que tiene 1004.36 pies nos resulta en 30.63 in con el vapor saturado a 150 psi.
34. Con un aislamiento de 3 in. La pérdida de calor se reduce en un 74% en una tubería de 4 in justificando totalmente su costo e instalación con una recuperación inmediata de la inversión.
35. Para la nueva línea hacia el área de Detergentes se utilizaron 2 soportes verticales “Estándar Riser Clamp” B3373 para tubería de 4 in con capacidad de carga de 810 lb.
36. Para la línea sustituta para el área de Lavandería se utilizaron 96 soportes horizontales de rodillo “Pipe Roll with pipe covering protection saddle” cuyos rodillos son de la línea B3114 y el asiento es B3164-4 considerando un aislamiento térmico de 3 in con capacidad de carga de 1800 lb

IX. RECOMENDACIONES

Derivado de las conclusiones se presentan a continuación las recomendaciones:

1. Se recomienda una capacitación a nivel operativo con el fin de crear una cultura de optimización en el uso de condensado.
2. Para obtener resultados más validos en el ahorro energético se recomienda instalar medidores de flujo y calibrarlos con la frecuencia que recomienda el fabricante.
3. Se recomienda desinstalar las líneas vivas de vapor, e instalar un sistema de agitación mecánica en las pailas para promover una transferencia de calor y masa homogénea.
4. Se recomienda eliminar, el golpe de ariete, al momento de colocar las piernas colectoras, para así evitar que el condensado golpee el distribuidor a grandes velocidades. Con lo mismo se logra evitar la corrosión interna del mismo.
5. Se recomienda que el plan de ahorro energético se debe implementar en más partes de la planta para mostrar una verdadera mejora ya que el ahorro que se obtiene con el distribuidor no es suficiente.
6. Con la instalación de las bridas se podrá proporcionar un mantenimiento preventivo adecuado y reparación de fácil acceso al momento de tener algún problema.
7. Se recomienda seguir implementando el plan para el ahorro energético, ya que un paso no es suficiente.

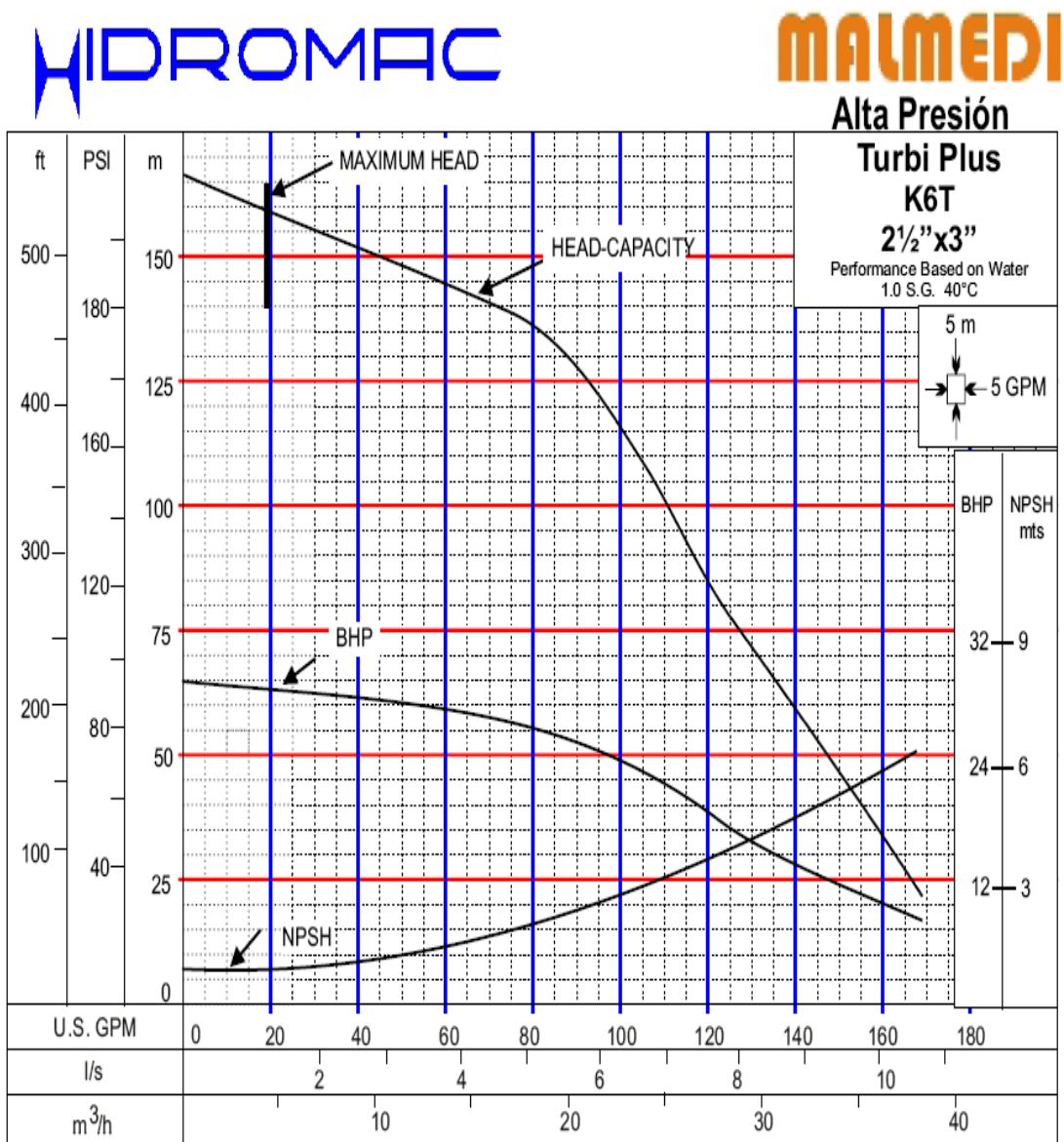
X. BIBLIOGRAFÍA

1. Bailey, Alton. E. *Aceites y Grasas industriales*. 1ra. Edición. Barcelona. 1994 Mehlenbacher. V.C. 380 Pág.
2. Catálogo B-Line, *Manufacturers Standardization Society of the Valve and Fitting Industry Inc.* PH-03 Cooper B-line, 219 págs.
3. Cengel, Boles. 2006. *Termodinámica*. 5ª ed. Mexico, D.F.. Pogramas Educativos. 975 Págs.
4. Cengel, Boles. 2007. *Transferencia de calor y masa*. 3ª ed. México D.F.. McGraw Hill. 901 Págs.
5. *Compañía suramericana de seguros S.A.* 2002. <http://www.ingecap.com/pdf/CALDERAS.pdf>, 15 Págs.
6. *Controls & Instrumentation Products Manual*. 2005. 9ª ed. Spirax Sarco, Inc.. Blythwood SC. 490 Págs.
7. Crowe, Roberson, Elger. 2006. *Mecánica de Fluidos*. 7ª ed. Mexico, D.F.. Editorial Continental. 711 Págs.
8. *Design of Fluid Systems Hook-Ups*. 2000. 12ª ed. Spirax Sarco, Inc.. Blythwood SC. 160 Págs.
9. Fluke Corporation. *Precision Infrared Termometer User Manual*. Everett WA. 2005. 22 Págs.
10. Mayer, Ludwig. 1987. *Métodos de la industria química: en esquemas de flujo en colores*. 204 págs.
11. *Mechanical Products Manual*. 2005. 9ª ed. Spirax Sarco, Inc.. Blythwood SC. 490 Págs.
12. *Steam & Fluid Control Designer's Guide*. 2005. 11ª ed. Spence Engineering Company, Inc. Walden NY. 570 Págs.

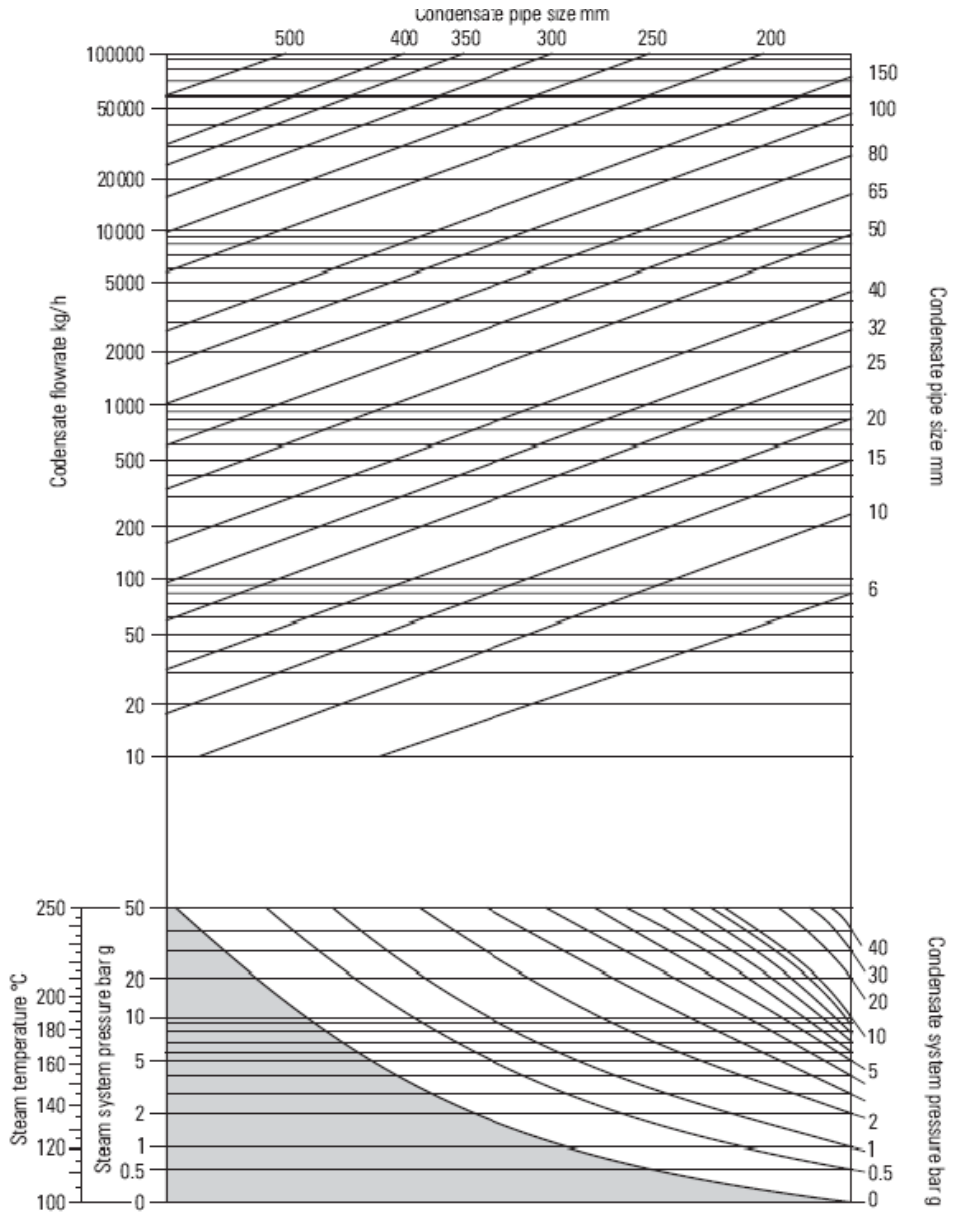
13. *Steam and Condensate Loop Book*. 2007. 2a ed. Spirax Sarco, Inc.. Blythewood SC. 1464 Págs.
14. Treybal, Robert E. 1988. *Operaciones de transferencia de masa*. 2ª ed. México D.F. 858 págs.

XI. APÉNDICE

Anexo 1. Curva de bomba hidromac K6T



Anexo 2. Dimensionamiento de tubería de condensado con respecto a consumo de vapor



Anexo 3. Tabla de pérdidas por fricción

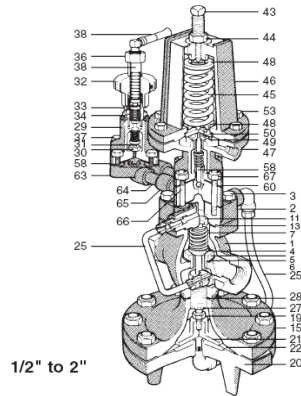
Friction Loss for Water in Feet per 100 ft. Schedule 40 Steel Pipe

Table 35: Friction Loss* for Water in Feet per 100 ft. Schedule 40 Steel Pipe								
U.S. Gal/Min.	Velocity Ft/Sec.	hf Friction	U.S. Gal/Min.	Velocity Ft/Sec.	hf Friction	U.S. Gal/Min.	Velocity Ft/Sec.	hf Friction
3/8" PIPE			1-1/4" PIPE			3" PIPE		
1.4	2.35	9.03	12	2.57	2.85	50	2.17	.762
1.6	2.68	11.6	14	3.00	3.77	60	2.60	1.06
1.8	3.02	14.3	16	3.43	4.83	70	3.04	1.40
2.0	3.36	17.3	18	3.86	6.00	80	3.47	1.81
2.5	4.20	26.0	20	4.29	7.30	90	3.91	2.26
3.0	5.04	36.0	22	4.72	8.72	100	4.34	2.75
3.5	5.88	49.0	24	5.15	10.27	120	5.21	3.88
4.0	6.72	63.2	26	5.58	11.94	140	6.08	5.19
5.0	8.40	96.1	28	6.01	13.7	160	6.94	6.88
6	10.08	136	30	6.44	15.6	180	7.81	8.38
7	11.8	182	35	7.51	21.9	200	8.68	10.2
8	13.4	236	40	8.58	27.1	220	9.55	12.3
9	15.1	297	45	9.65	33.8	240	10.4	14.5
10	16.8	364	50	10.7	41.4	260	11.3	16.9
			55	11.8	49.7	280	12.2	19.5
			60	12.9	58.6	300	13.0	22.1
			65	13.9	68.6	350	15.2	30
			70	15.0	79.2			
			75	16.1	90.6			
1/2" PIPE			1-1/2" PIPE			4" PIPE		
2	2.11	5.50	16	2.52	2.26	100	2.52	.718
2.5	2.64	8.24	18	2.84	2.79	120	3.02	1.01
3	3.17	11.5	20	3.15	3.38	140	3.53	1.35
3.5	3.70	15.3	22	3.47	4.05	160	4.03	1.71
4.0	4.22	19.7	24	3.78	4.76	180	4.54	2.14
5	5.28	29.7	26	4.10	5.54	200	5.04	2.61
6	6.34	42.0	28	4.41	6.34	220	5.54	3.13
7	7.39	56.0	30	4.73	7.20	240	6.05	3.70
8	8.45	72.1	35	5.51	9.63	260	6.55	4.30
9	9.50	90.1	40	6.30	12.41	280	7.06	4.95
10	10.56	110.6	45	7.04	15.49	300	7.56	5.63
12	12.7	156	50	7.88	18.9	350	8.82	7.54
14	14.8	211	55	8.67	22.7	400	10.10	9.75
16	16.9	270	60	9.46	26.7	450	11.4	12.3
			65	10.24	31.2	500	12.6	14.4
			70	11.03	36.0	550	13.9	18.1
			75	11.8	41.2	600	15.1	21.4
			80	12.6	46.6			
			85	13.4	52.4	5" PIPE		
			90	14.2	58.7	160	2.57	.557
			95	15.0	65.0	180	2.89	.698
			100	15.8	71.6	200	3.21	.847
						220	3.53	1.01
						240	3.85	1.19
						260	4.17	1.38
						300	4.81	1.82
						350	5.61	2.43
						400	6.41	3.13
						450	7.22	3.92
						500	8.02	4.79
						600	9.62	6.77
						700	11.2	9.13
						800	12.8	11.8
						900	14.4	14.8
						1000	16.0	18.2
						6" PIPE		
						220	2.44	.411
						240	2.66	.482
						260	2.89	.560
						300	3.33	.733
						350	3.89	.980
						400	4.44	1.25
						450	5.00	1.56
						500	5.55	1.91
						600	6.66	2.69
						700	7.77	3.60
						800	8.88	4.64
						900	9.99	5.81
						1000	11.1	7.10
						1100	12.2	8.52
						1200	13.3	10.1
						1300	14.4	11.7
						1400	15.5	13.6
			2-1/2" PIPE					
			35	2.35	1.15			
			40	2.68	1.47			
			45	3.02	1.84			
			50	3.35	2.23			
			60	4.02	3.13			
			70	4.69	4.18			
			80	5.36	5.36			
			90	6.03	6.69			
			100	6.70	8.18			
			120	8.04	11.5			
			140	9.38	15.5			
			160	10.7	20.0			
			180	12.1	25.2			
			200	13.4	30.7			
			220	14.7	37.1			
			240	16.1	43.8			

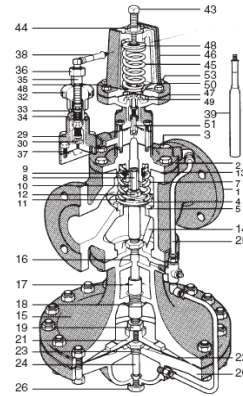
* Aging Factor Included

Anexo 4. Especificaciones de válvula 25PT

**Combination Pressure/Temperature Regulator
1/2" to 4" 25PT**



1/2" to 2"



2-1/2" to 4"

Construction Materials		
No.	Part	Material
1	Valve Body	Cast Iron ASTM A 126 CL B Cast Steel ASTM A216 Gr WCB
2	Cover	Cast Iron ASTM A 126 CL B Cast Steel ASTM A216 Gr WCB
3	Cover Bolts	Steel ASTM A449
4	Main Valve Head	Stainless Steel 1-1/2", 2" & 2" 25S all other sizes
5	Main Valve Seat	Stainless Steel 1-1/2"-2" 2-1/2" - 4" AISI 303
6	Main Valve Seat Gasket	Copper ASTM B272
7	Valve Return Spring	Stainless Steel AISI 531
8	Valve Stem	Stainless Steel AISI 303
9	Strainer Screen	Stainless Steel AISI 304
10	Valve Stem Sleeve	Stainless Steel AISI 420F
11	Spring Guide	Cast Iron 1/2"-2" CRS 2-1/2" - 4" ASTM A 126 CL B ASTM 1117
12	Nut	Steel ASTM A307
13	Cover Gasket	Graphite
14	Pressure Equalizer Pipe	Stainless Steel (2-1/2" - 4") AISI 304
15	Upper Diaphragm Case	Cast Iron ASTM A 126 CL B Cast Steel ASTM A216 Gr WCB
16	Stem Bushing (2-1/2" - 4" Cast Steel only)	Stainless Steel AISI 303
17	Diaphragm Plate Stem	Stainless Steel AISI 304
18	Diaphragm Stem Guide	Stainless Steel AISI 303
19	Nut	Brass 1/2" - 2" ASTM B16 Steel 2-1/2" - 4" ASTM A307
20	Lower Diaphragm Case	Cast Iron ASTM A 126 CL B Cast Steel ASTM A216 Gr WCB
21	Diaphragm Plate	Brass 1/2" - 2" ASTM B124 (377) C.I. 2-1/2" - 4" ASTM A126 CL B
22	Main Diaphragm (2 ply)	Stainless Steel ASTM A240
23	Bushing	CRS AISI 1117
24	Tube & Orifice	Stainless Steel AISI 304
25	Tubing Assembly	Copper ASTM B280 (122) Brass ASTM B16 Steel ASTM A105
26	Plug (Cast Iron)	Brass ASTM B16
27	Connector Stud	Stainless Steel AISI 303
28	Body Gasket	1/2" - 2" Copper Clad 2-1/2" - 4" Graphite Non-Asbestos Fill
29	Pilot Valve Body	Cast Iron ASTM A 126 CL B Cast Steel ASTM A216 Gr WCB
30	Pilot Valve Seat	Stainless Steel AISI 303
31	Pilot Valve Head	Stainless Steel AISI 440A
32	Adjustment Knob	Phenolic ASTM D 700 Ty2

33	Pointer	Stainless Steel	AISI 301
34	Extension Nut	Brass	ASTM B16
35	Case Tube	Brass	ASTM B 135 (330)
36	Retaining Nut	Brass	ASTM B 16
37	Pilot Mounting Screws	Steel	ASTM A449
38	Capillary Tube	Varies with style selected	
39	Bulb	Varies with style selected	
43	Adjustment Screw	Stainless Steel	AISI 303
44	Jam Nut	Brass	ASTM B16
45	Pilot Valve Spring	Steel	AISI 1060
46	Upper Diaphragm Case	Cast Iron Cast Steel	ASTM A 126 CL B ASTM A216 Gr WCB
47	Lower Diaphragm Case	Cast Iron Cast Steel	ASTM A 126 CL B ASTM A216 Gr WCB
48	Spring Plate	Steel	ASTM A569
49	Diaphragm	Stainless Steel	ASTM A240
50	Diaphragm PLate	Brass	ASTM B36
51	Pilot Head Spring	Stainless Steel	AISI Type 302
52	Spring Retainer Cup	Stainless Steel	AISI Type 301
53	Retaining Ring	Brass	ASTM B36
54	Pilot Seat	Stainless Steel	AISI Type 440F
55	Pilot Head	Stainless Steel	AISI Type 440
56	Head Stem	Stainless Steel	AISI Type 303
57	Stem Guide	Stainless Steel	AISI Type 303
58	Stem Guide Gasket	Stainless Steel	AISI Type 302
59	Seat Gasket	Stainless Steel	AISI Type 302
60	Pilot Gasket	Graphite	
61	Pilot Mounting Screws	Steel	ASTM A449
62	Diaphragm Case Screws	Steel 5/16" - 18 x 1"	ASTM A449
63	"T" Pilot Adapter	Brass	ASTM B62
64	Adapter Pipe	Steel	ASTM A53
65	"P" Pilot Adapter	Ductile Iron Cast Steel	ASTM A495 ASTM A216 Gr WCB
66	Adapter Stud	Steel	ASTM A193 Gr B7
67	Adapter Nut	Steel	SAE Grade 5

Installation

The regulator should be installed in a horizontal line with suitable bypass and isolating valves. A steam trap should be installed upstream to prevent condensate from reaching the regulator. The trap and regulator should both be protected with a strainer. The thermostatic bulb must be carefully located in the medium being heated. The pressure sensing line may be located either in the downstream piping or in the steam space. Complete installation instructions are given in IMI 650-D76.

Maintenance

Complete installation and maintenance instructions are given in IMI 650-D76, a copy of which is supplied with each regulator. Available spare parts are shown on TI-3-027-US and TI-3-0271-US.

TI-3-017-US 01.05

Anexo 5. Especificaciones de inyector de vapor



Steam Injectors IN15, IN25M, IN40M

- Steam Injectors Type IN are:**
- All stainless steel
 - Ideal for boiler feedtank heating of water and other fluids
 - Heats, mixes and circulates- no moving parts
 - Compact design- minimizes noise and vibration

Model ⇄	IN15	IN25M	IN40M
Sizes	1/2"	1"	1-1/2"
Connections	NPT	NPT male & Butt-weld	
Construction	Austenitic Stainless Steel grade 316L		

Description

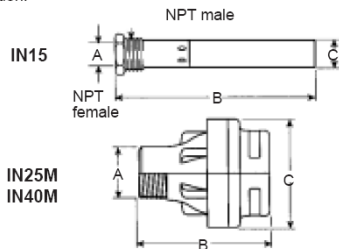
Spirax Sarco steam injectors use steam to raise the temperature of water or other liquids. They work by using a jet of steam to draw in the liquid through radial ports, mix it, and distribute the heated liquid throughout the tank vessel. The circulation induced by the injector ensures thorough mixing and avoids temperature stratification. Three sizes of injectors are available to suit a wide range of applications. The smallest, the IN15, has a male and a female thread for direct mounting to a tank wall from the outside, or to pipework within the tank. The IN25M and IN40M are available in male thread or butt-weld form and are fitted to pipework in the tank, or to a tank wall connection. For higher capacities, two or more injectors may be mounted in parallel.

Limiting Operating Conditions

Body Design Rating 350 psig (PN25)
Maximum Saturated Steam Conditions 250 psig at 400°F (17 barg 207°C)
Maximum Heated Liquid Temperature 190°F (90°C)

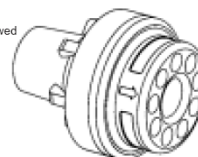
Available Types

Steam injectors for horizontal installation are available as type IN15, IN25M and IN40M. The choice of injector depends on the flowrate of steam required to heat the liquid. The IN15 can be fitted to the end of the steam supply pipework or directly through the tank wall using a female threaded connection.



Dimensions (approximate) in inches and (millimeters)				
Type	A	B	C	Weight (lb kg)
IN15	1/2"	8.2 (205)	1.1 28	.8 (.4)
IN25M	1"	3.4 (84)	2.8 (71)	2.0 (.8)
IN40M	1-1/2"	4.6 (115)	3.5 (88)	3.2 (1.6)

IN40M
(available screwed or butt-weld)



IN25M
(available screwed or butt-weld)



IN15



Capacities -selecting a steam injector

The choice of steam injector depends on the flowrate of steam required to heat the liquid. The table below shows steam injector capacities in lb/h of injected steam when heating tanks are vented to atmosphere, and are up to 10 feet deep. The choice of control valve can affect the steam capacity.

Injector type	IN15	IN25M	IN40M	
	Saturated steam capacity lb/h			
Steam pressure psig	15	44	297	880
recommended steam pressures for quiet operation	30	105	385	1226
	45	145	616	1771
	60	185	770	2134
	75	224	920	2475
	90	264	1100	2849
	105	303	1276	3179
	120	343	1408	3564
	135	382	1540	4004
	150	422	1683	4290
	165	462	1826	4950
	180	501	1980	5214
	195	541	2145	5709
	210	580	2299	5962
	225	620	2409	6193
	240	661	2574	6743
255	699	2697	7040	

Intermediate values may be obtained by linear interpolation. For higher capacities use 2 or more injectors in parallel.

* Steam pressure at inlet of injector = Steam supply pressure to control valve - Pressure drop across control valve

C_v values

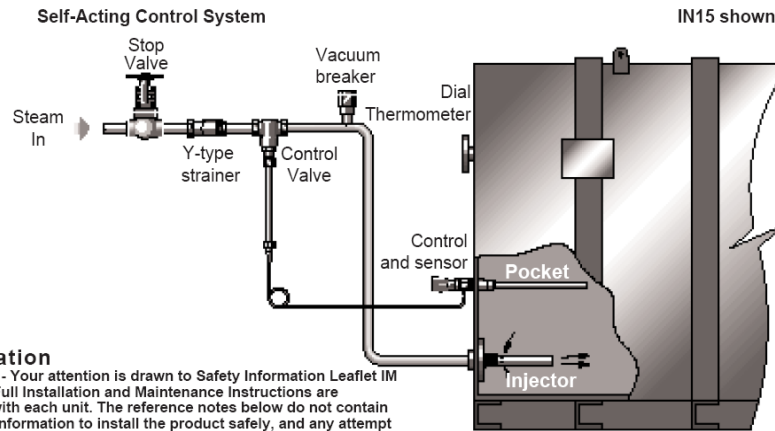
Injector type	IN15	IN25M	IN40M
C _v	1.81	10.7	16.9

Sample Specification

Steam injectors shall be all 316L stainless steel, with radial inlet ports and full length discharge nozzle.

Local regulation may restrict the use of this product below the conditions quoted. Limiting conditions refer to standard connections only. In the interests of development and improvement of the product, we reserve the right to change the specification.

Steam Injectors IN15, IN25M, IN40M



Installation

WARNING:- Your attention is drawn to Safety Information Leaflet IM GCM-10. Full Installation and Maintenance Instructions are provided with each unit. The reference notes below do not contain sufficient information to install the product safely, and any attempt to do so may be hazardous.

The injectors are installed at a low level in a tank, ideally along the center line, and discharging horizontally along the length. Pipework may be routed inside or outside the tank wall. We recommend the use of a suitable thread locking compound on all threaded connections.

Use the same size pipe as the injector, i.e. 1" pipe for IN25M. Pipe sizes for multiple injector installations are as follows:-

No. of injectors	Type	Minimum Pipe Size
2	IN15	3/4"
2	IN40M	2-1/2"
3	IN40M	3"

Allow a minimum of 6" between the injector(s) and the sides and bottom of the tank, and as much length as possible between the injector outlet and the end of the tank. See IMI for minimum limits. Space multiple injectors equally across the tank width.

Injector package	INS10	INS20	INS30	INS40	INS50	INS60	INS70	INS80
Valve type & size	BX6 1/2	SB 1/2	SB 3/4	KB51 1	KB51 1-1/4	KC51 1-1/2	KB51 2	KC51 2
Valve Cv	1.92	3.0	4.5	11.4	19.2	19.2	39.6	39.6
Controller type	128 with 13' capillary. Range 1 — 0 to 230°F				121 with 13' capillary. Range 2 — 105 to 225°F			
Injector type	IN15	IN15	IN25M	IN40M	IN40M	IN40M	IN40M	IN40M
Number of Injectors	1	2	1	1	2	2	3	3
Steam supply pressure psig	Saturated steam capacity lb/h							
20	75	140	170	565	915	915	1850	1850
30	105	180	245	710	1175	1175	2330	2330
40	130	220	310	855	1435	1435	2805	2805
50	150	270	365	990	1695	1695	3285	3285
60	175	310	425	1140	1955	1955	3760	3760
70	200	350	485	1285	2215	2215	4235	4235
80	225	395	545	1430	2475	2475	4825	4825
90	245	440	600	1575	2700	2700	5195	5195
100	285	485	660	1715	2995	2995	5675	5675
120	320	530	780	2005	3510	3510	6625	6625
140	360	660	900	2295	-	4035	-	7580
160	400	740	-	-	-	4550	-	8535
180	430	820	-	-	-	5075	-	9490
200	470	900	-	-	-	5670	-	10,445

Each INS system also includes a valve size model 10 ball valve and type CT strainer, a stainless steel well, and VB14 vacuum breaker. Full technical details for each of the products contained in the INS systems are available upon request.

Type INS Steam Injector Systems

The IN injectors are also available as part of a steam injection system, type INS. The table to the left covers eight preferred INS steam injection systems available from Spirax Sarco.

Estimating Steam Flow by Calculation

The following formulas can be used to calculate an approximate steam load:

For general heating applications -

$$Q = \frac{W \times C_p \times \Delta T}{1000 \times t}$$

For boiler feedtanks -

$$Q = \frac{G \times \Delta T}{1000}$$

- Q = Steam load (lb/h)
- W = Mass of liquid (lb)
- G = Feedwater flow rate (lb/h) Note: 1 Boiler hp = 34.5 lb/h
- C_p = Specific heat of liquid (Btu/lb °F)
- ΔT = Temperature rise (°F)
- t = heating time (hours)

Sample Specification

Steam Injector system shall include an isolation valve, Y type strainer, self acting control system with stainless steel well, vacuum breaker and 316L grade stainless steel injector.

Installation

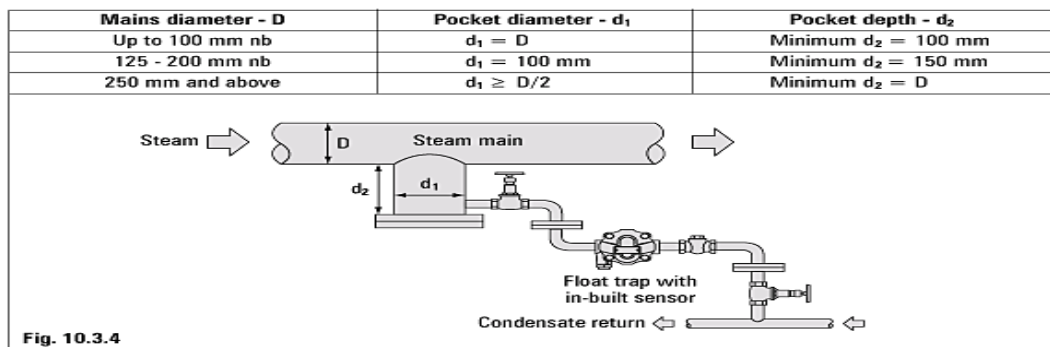
Spirax Sarco steam injectors are designed to operate with the minimum of noise provided installation is correct. For full details refer to the Installation and Maintenance Instructions supplied with the product.

Maintenance

Injectors require no maintenance. We recommend an annual inspection of the steam supply pipework and injector to check that the fittings are securely fastened. All other system components should be maintained in accordance with the relevant Installation and Maintenance Instructions which are available upon request.

TIS 10.1430 US 04.01

Anexo 6. Cálculo de piernas colectoras



Anexo 7. Cálculo de diámetro de tuberías

Size Inches	Diameters		Nominal Thickness Inches	Transverse Areas			Length of Pipe per Sq. Foot of		Cubic Feet per Foot of Pipe	Weight per Foot Pounds	Number Threads per Inch of Screw
	External Inches	Internal Inches		External Sq. Ins.	Internal Sq. Ins.	Metal Sq. Ins.	External Surface Feet	Internal Surface Feet			
1/8	.405	.289	.088	.129	.057	.072	9.431	14.199	.00039	.244	27
1/4	.540	.364	.088	.229	.104	.125	7.073	10.493	.00072	.424	18
3/8	.675	.493	.091	.358	.191	.167	5.858	7.747	.00133	.567	18
1/2	.840	.622	.109	.554	.304	.250	4.547	6.141	.00211	.850	14
3/4	1.050	.824	.113	.866	.533	.333	3.637	4.635	.00370	1.130	14
1	1.315	1.049	.133	1.358	.864	.494	2.904	3.641	.00600	1.678	11 1/2
1 1/4	1.660	1.380	.140	2.164	1.495	.669	2.301	2.767	.01039	2.272	11 1/2
1 1/2	1.900	1.610	.145	2.835	2.036	.799	2.010	2.372	.01414	2.717	11 1/2
2	2.375	2.067	.154	4.430	3.355	1.075	1.608	1.847	.02330	3.652	11 1/2
2 1/2	2.875	2.469	.203	6.492	4.788	1.704	1.328	1.547	.03325	5.793	8
3	3.500	3.068	.216	9.621	7.393	2.228	1.091	1.245	.05134	7.575	8
3 1/2	4.000	3.548	.226	12.56	9.886	2.680	.954	1.076	.06866	9.109	8
4	4.500	4.026	.237	15.90	12.73	3.174	.848	.948	.08940	10.790	8
5	5.563	5.047	.258	24.30	20.00	4.300	.686	.756	.1389	14.61	8
6	6.625	6.065	.280	34.47	28.89	5.581	.576	.629	.2006	18.97	8
8	8.625	7.981	.322	58.42	50.02	8.399	.442	.478	.3552	28.55	8
10	10.750	10.020	.365	90.76	78.85	11.90	.355	.381	.5476	40.48	8
12	12.750	11.938	.406	127.64	111.9	15.74	.299	.318	.7763	53.6	8
14	14.000	13.125	.437	153.94	135.3	18.64	.272	.280	.9354	63.0	8
16	16.000	15.000	.500	201.05	176.7	24.35	.238	.254	1.223	78.0	8
18	18.000	16.874	.563	254.85	224.0	30.85	.212	.226	1.555	105.0	8
20	20.000	18.814	.593	314.15	278.0	36.15	.191	.203	1.926	123.0	8
24	24.000	22.626	.687	452.40	402.1	50.30	.159	.169	2.793	171.0	8

Anexo 8: Tablas de vapor

	Gauge Pressure PSIG	Temperature °F	Heat in Btu/lb.			Specific Volume Cu. ft. per lb.	Gauge Pressure PSIG	Temperature °F	Heat in Btu/lb.			Specific Volume Cu. ft. per lb.
			Sensible	Latent	Total				Sensible	Latent	Total	
IN VAC.	25	134	102	1017	1119	142.0	185	382	355	843	1198	2.29
	20	162	129	1001	1130	73.9	190	384	358	841	1199	2.24
	15	179	147	990	1137	51.3	195	386	360	839	1199	2.19
	10	192	160	982	1142	39.4	200	388	362	837	1199	2.14
	5	203	171	976	1147	31.8	205	390	364	836	1200	2.09
	0	212	180	970	1150	26.8	210	392	366	834	1200	2.05
	1	215	183	968	1151	25.2	215	394	368	832	1200	2.00
	2	219	187	966	1153	23.5	220	396	370	830	1200	1.96
	3	222	190	964	1154	22.3	225	397	372	828	1200	1.92
	4	224	192	962	1154	21.4	230	399	374	827	1201	1.89
	5	227	195	960	1155	20.1	235	401	376	825	1201	1.85
	6	230	198	959	1157	19.4	240	403	378	823	1201	1.81
	7	232	200	957	1157	18.7	245	404	380	822	1202	1.78
	8	233	201	956	1157	18.4	250	406	382	820	1202	1.75
	9	237	205	954	1159	17.1	255	408	383	819	1202	1.72
	10	239	207	953	1160	16.5	260	409	385	817	1202	1.69
	12	244	212	949	1161	15.3	265	411	387	815	1202	1.66
	14	248	216	947	1163	14.3	270	413	389	814	1203	1.63
	16	252	220	944	1164	13.4	275	414	391	812	1203	1.60
	18	256	224	941	1165	12.6	280	416	392	811	1203	1.57
	20	259	227	939	1166	11.9	285	417	394	809	1203	1.55
	22	262	230	937	1167	11.3	290	418	395	808	1203	1.53
	24	265	233	934	1167	10.8	295	420	397	806	1203	1.49
	26	268	236	933	1169	10.3	300	421	398	805	1203	1.47
	28	271	239	930	1169	9.85	305	423	400	803	1203	1.45
	30	274	243	929	1172	9.46	310	425	402	802	1204	1.43
	32	277	246	927	1173	9.10	315	426	404	800	1204	1.41
	34	279	248	925	1173	8.75	320	427	405	799	1204	1.38
	36	282	251	923	1174	8.42	325	429	407	797	1204	1.36
	38	284	253	922	1175	8.08	330	430	408	796	1204	1.34
	40	286	256	920	1176	7.82	335	432	410	794	1204	1.33
	42	289	258	918	1176	7.57	340	433	411	793	1204	1.31
	44	291	260	917	1177	7.31	345	434	413	791	1204	1.29
	46	293	262	915	1177	7.14	350	435	414	790	1204	1.28
48	295	264	914	1178	6.94	355	437	416	789	1205	1.26	
50	298	267	912	1179	6.68	360	438	417	788	1205	1.24	
55	300	271	909	1180	6.27	365	440	419	786	1205	1.22	
60	307	277	906	1183	5.84	370	441	420	785	1205	1.20	
65	312	282	901	1183	5.49	375	442	421	784	1205	1.19	
70	316	286	898	1184	5.18	380	443	422	783	1205	1.18	
75	320	290	895	1185	4.91	385	445	424	781	1205	1.16	
80	324	294	891	1185	4.67	390	446	425	780	1205	1.14	
85	328	298	889	1187	4.44	395	447	427	778	1205	1.13	
90	331	302	886	1188	4.24	400	448	428	777	1205	1.12	
95	335	305	883	1188	4.05	450	460	439	766	1205	1.00	
100	338	309	880	1189	3.89	500	470	453	751	1204	.89	
105	341	312	878	1190	3.74	550	479	464	740	1204	.82	
110	344	316	875	1191	3.59	600	489	473	730	1203	.75	
115	347	319	873	1192	3.46	650	497	483	719	1202	.69	
120	350	322	871	1193	3.34	700	505	491	710	1201	.64	
125	353	325	868	1193	3.23	750	513	504	696	1200	.60	
130	356	328	866	1194	3.12	800	520	512	686	1198	.56	
135	358	330	864	1194	3.02	900	534	529	666	1195	.49	
140	361	333	861	1194	2.92	1000	546	544	647	1191	.44	
145	363	336	859	1195	2.84	1250	574	580	600	1180	.34	
150	366	339	857	1196	2.74	1500	597	610	557	1167	.23	
155	368	341	855	1196	2.68	1750	618	642	509	1151	.22	
160	371	344	853	1197	2.60	2000	636	672	462	1134	.19	
165	373	346	851	1197	2.54	2250	654	701	413	1114	.16	
170	375	348	849	1197	2.47	2500	669	733	358	1091	.13	
175	377	351	847	1198	2.41	2750	683	764	295	1059	.11	
180	380	353	845	1198	2.34	3000	696	804	213	1017	.08	

Anexo 9. Tabla de factor de corrección

Gauge Pressure PSI	Saturated Temp. 'F	TOTAL STEAM TEMPERATURE IN DEGREES FARENHEIT																								
		340	360	380	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580	600	620	640	660	680	700	720	740	760			
15	250	.99	.99	.98	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.86	.85	.84	.83	.83	.82			
20	259	.99	.99	.98	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.86	.85	.84	.83	.83	.82			
40	287	1.00	.99	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.86	.85	.84	.84	.83	.82			
60	308	1.00	.99	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.86	.85	.84	.84	.83	.82			
80	324	1.00	1.00	.99	.99	.98	.97	.96	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.86	.85	.84	.84	.83	.82			
100	338	-	1.00	1.00	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.85	.84	.83	.82			
120	350	-	1.00	1.00	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.85	.84	.83	.82			
140	361	-	-	1.00	1.00	.99	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.85	.84	.83	.82			
160	371	-	-	-	1.00	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.83	.82			
180	380	-	-	-	1.00	.99	.98	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.83	.83			
200	388	-	-	-	1.00	.99	.99	.97	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.83	.83			
220	395	-	-	-	1.00	1.00	.99	.98	.96	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.84	.83			
240	403	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.97	.95	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.84	.83			
260	409	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.97	.96	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.85	.84	.83			
280	416	-	-	-	-	1.00	1.00	.99	.97	.96	.95	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.85	.84	.83			
300	422	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.95	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.86	.85	.84	.83			
350	436	-	-	-	-	-	1.00	1.00	.99	.97	.96	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.83			
400	448	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.95	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84	.84			
450	460	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.96	.94	.93	.92	.91	.89	.88	.87	.86	.86	.84	.84			
500	470	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.94	.93	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84			
550	480	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.95	.94	.92	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84			
600	489	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.94	.93	.92	.90	.89	.88	.87	.86	.85	.84			
650	497	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.95	.94	.92	.91	.90	.89	.87	.86	.86	.85			
700	506	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.96	.94	.93	.91	.90	.89	.88	.87	.86	.85			
750	513	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	1.00	.98	.96	.95	.93	.92	.90	.89	.88	.87	.86	.85			
800	520	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.95	.94	.92	.91	.90	.88	.87	.86	.85			
850	527	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.94	.93	.92	.90	.89	.88	.87	.86		
900	533	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.95	.93	.92	.90	.89	.88	.87	.86		
950	540	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.97	.95	.94	.92	.91	.89	.88	.87	.86	
1000	546	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	1.00	.99	.98	.96	.94	.93	.91	.90	.89	.87	.86

Tabla 10. Selección de bridas de acero

150 lb. STEEL		ANSI STANDARD B16.5													
Pipe Size	1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2	2 1/2	3	3 1/2	4	5	6	8	10	12
Diameter of Flange	—	—	4	4 5/8	5	6	7	7 1/2	8 1/2	9	10	11	13 1/2	16	19
Thickness of Flange (min) ^e	—	—	7/16	1/2	9/16	5/8	1 1/16	3/4	13/16	15/16	1 1/16	1	1 1/8	1 3/16	1 1/4
Diameter of Raised Face	—	—	2	2 1/2	2 7/8	3 5/8	4 1/8	5	5 1/2	6 3/16	7 5/16	8 1/2	10 5/8	12 3/4	15
Diameter of Bolt Circle	—	—	3 1/8	3 1/2	3 7/8	4 3/4	5 1/2	6	7	7 1/2	8 1/2	9 1/2	11 1/4	14 1/4	17
Number of Bolts	—	—	4	4	4	4	4	4	8	8	8	8	8	12	12
Diameter of Bolts	—	—	1/2	1/2	1/2	5/8	5/8	5/8	5/8	3/4	3/4	3/4	3/4	7/8	7/8

^e 150 lb. steel flanges have a 1/16" raised face which is included in the flange thickness dimensions.

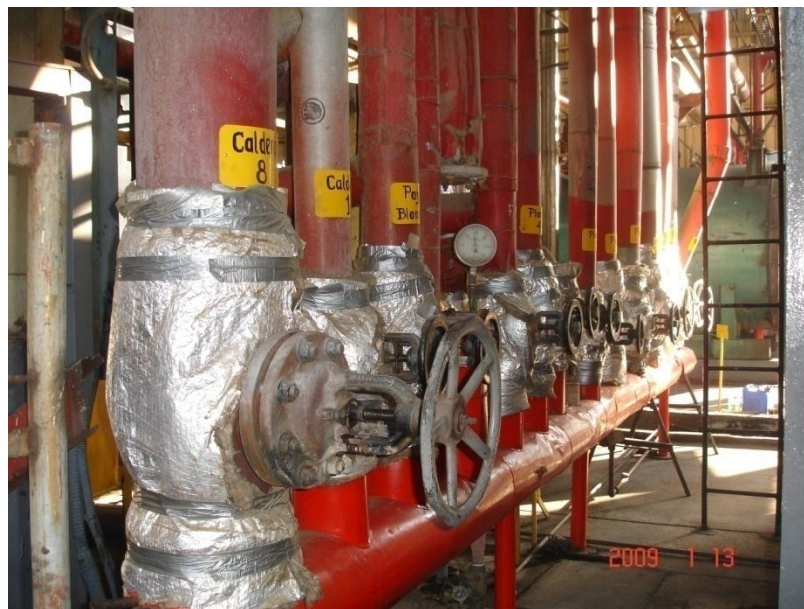
Anexo 11. ASME / ANSI B16.5-1996 Selección de bridas

Pipe Size (inches)	Outside Diameter (inches)	Inside Diameter (inches)	Number of Bolt Holes	Bolt Hole Diameter (inches) ¹⁾	Bolt Circle (inches)
1/2	3-1/2	0.88	4	5/8	2-3/8
3/4	3-7/8	1.09	4	5/8	2-3/4
1	4-1/4	1.36	4	5/8	3-1/8
1-1/4	4-5/8	1.70	4	5/8	3-1/2
1-1/2	5	1.95	4	5/8	3-7/8
2	6	2.44	4	3/4	4-3/4
2-1/2	7	2.94	4	3/4	5-1/2
3	7-1/2	3.57	4	3/4	6
3-1/2	8-1/2	4.07	8	3/4	7
4	9	4.60	8	3/4	7-1/2
5	10	5.66	8	7/8	8-1/2
6	11	6.72	8	7/8	9-1/2
8	13-1/2	8.72	8	7/8	11-3/4
10	16	10.88	12	1	14-1/4
12	19	12.88	12	1	17
14	21	14.14	12	1-1/8	18-3/4
16	23-1/2	16.16	16	1-1/8	21-1/4
18	25	18.18	16	1-1/4	22-3/4
20	27-1/2	20.20	20	1-1/4	25
24	32	24.25	20	1-3/8	29-1/2

Anexo. 12 Coeficientes de transferencia de calor de diversos fluidos

Fluid	Transmission Surface	Fluid	<u>Overall Heat Transmission Coefficient</u>	
			<i>(Btu/ft² hr °F)</i>	<i>(W/m² K)</i>
Water	Cast Iron	Air or Gas	1.4	7.9
Water	Mild Steel	Air or Gas	2.0	11.3
Water	Copper	Air or Gas	2.3	13.1
Water	Cast Iron	Water	40 - 50	230 – 280
Water	Mild Steel	Water	60 - 70	340 – 400
Water	Copper	Water	60 - 80	340 – 455
Air	Cast Iron	Air	1.0	5.7
Air	Mild Steel	Air	1.4	7.9
Steam	Cast Iron	Air	2.0	11.3
Steam	Mild Steel	Air	2.5	14.2
Steam	Copper	Air	3.0	17
Steam	Cast Iron	Water	160	910
Steam	Mild Steel	Water	185	1050
Steam	Copper	Water	205	1160
Steam	Stainless Steel	Water	120	680

Anexo 13. Distribuidor antiguo



Anexo 14. Distribuidor nuevo



Anexo 15. Bridas Nuevas



Anexo 16. Retornos de condensado



Anexo 17. Diseño de distribuidor en inventor

