

UNIVERSIDAD POLITÉCNICA SALESIANA

SEDE QUITO

CARRERA: INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de titulación previo a la obtención del título de

INGENIERO MECÁNICO

TEMA

**DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE
ENERGÍA A PARTIR DE PURGAS LATERALES, CONDENSADOS Y VAPOR
FLASH PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA EN PROCESOS
INDUSTRIALES.**

AUTOR

DANIEL ALEJANDRO QUIROLA GUEVARA

TUTOR

LUIS ANÍBAL ANDRANGO ANDRANGO

Quito, marzo de 2017

Declaratoria de coautoría del docente tutor/a

Yo, declaro que bajo mi dirección y asesoría fue desarrollado el trabajo de titulación Diseño e Implementación de un Sistema de Recuperación de Energía a Partir de Purgas Laterales, Condensados y Vapor Flash para el Calentamiento de Agua en Procesos Industriales realizado por Daniel Alejandro Quirola Guevara, obteniendo un producto que cumple con todos los requisitos estipulados por la Universidad Politécnica Salesiana para ser considerados como trabajo final de titulación.

Quito, 3 de marzo de 2017



Luis Anibal Andrango Andrango

C. I.: 1704400553

Cesión de derechos de Autor

Yo Daniel Alejandro Quirola Guevara, con documento de identificación N° 172094533-4, manifiesto mi voluntad y cedo a la Universidad Politécnica Salesiana la titularidad sobre los derechos patrimoniales en virtud de que soy autor del trabajo de grado intitulado: Diseño e Implementación de un Sistema de Recuperación de Energía a Partir de Purgas Laterales, Condensados y Vapor Flash para el Calentamiento de Agua en Procesos Industriales, mismo que ha sido desarrollado para optar por el título de: Ingeniero Mecánico, en la Universidad Politécnica Salesiana, quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente.

En aplicación a lo determinado en la Ley de Propiedad Intelectual, en mi condición de Daniel Quirola me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia, suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Politécnica Salesiana.



Daniel Alejandro Quirola Guevara
C. I.: 1720945334

Quito, 3 de marzo de 2017



Quito, noviembre 19 del 2015

Ingeniero

William Díaz

DIRECTOR DE CARRERA DE INGENIERIA MECANICA - UNIVERSIDAD POLITECNICA SALESIANA

Presente.-

De mi consideración:

Por medio de la presente, autorizo al señor Daniel Alejandro Quiroa Guevara, egresado de la facultad de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana para que acceda a imágenes, sonido, patentes e información empresarial indispensable para el desarrollo y ejecución del proyecto:

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA A PARTIR DE PURGAS LATERALES, CONDENSADOS Y VAPOR FLASH PARA EL CALENTAMIENTO DE AGUA DE PROCESOS INDUSTRIALES.

El mismo que será implementado en nuestra Planta.

Atentamente,

**Eduardo Veintimilla B.
DIRECTOR INDUSTRIAL**



VICUNHA ECUADOR S.A.

Dedicatoria

A todos los que me animaron a seguir adelante y superar los obstáculos que tienen la carrera y la vida. A mi madre, Sandra Guevara, por su apoyo incondicional y su ejemplo de fuerza y constancia, a Eduardo Veintimilla, Fabián Varea y Gabriel Calderón por ser los facilitadores y mentores del proyecto mostrando un alto nivel profesional. Son un buen ejemplo a seguir.

Daniel

Agradecimiento

A Vicunha Ecuador S.A. por el financiamiento, información y confianza prestados para el desarrollo del proyecto. A Salvatore Reina y Luis Andrango por ser los guías en el desarrollo y ejecución. De igual manera: a la Carrera de Ingeniería Mecánica de la Universidad Politécnica Salesiana por todo lo que he aprendido y aprehendido de quienes fueron mis profesores.

Daniel Quirola

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Introducción	20
Objetivos	21
CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO.....	23
1.1 Generación de vapor.....	23
1.2 Calderas	25
1.2.1 Calderas según criterios de combustión	25
1.2.2 Calderas según rendimiento	27
1.3 Calderas existentes en la planta	28
1.4 Combustibles de calderas	28
1.4.1 Derivados del petróleo.....	29
1.5 Sistema de una caldera pirotubular	29
1.6 Caldera tipo Clayton.....	31
1.6.1 Partes principales.....	31
1.6.2 Unidad de calentamiento (serpentín).....	31
1.6.3 Separador de vapor.....	33
1.6.4 Trampa de vapor.....	33
1.6.5 Conjunto quemador y ventilador.....	34
1.7 Purgas de calderas.....	35
1.7.1 Purga lateral o superficial.....	36

1.7.2	Potencial de recuperación de calor en purgas.....	38
1.8	Redes de tubería de vapor.....	39
1.8.1	Dimensionamiento de tuberías de vapor flash.....	39
1.8.2	Líneas de condensado.....	40
1.9	Retorno de condensado.....	42
1.9.1	Pozo de goteo	42
1.9.2	Golpe de ariete y sus efectos	43
1.9.3	Bomba mecánica de retorno de condensado	44
CAPÍTULO 2: DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN.....		47
2.1	Selección del sistema de recuperación de calor adecuado.....	47
2.1.1	Sistema con intercambio de calor indirecto	48
2.1.2	Sistema con intercambio de calor directo.....	49
2.1.3	Matriz de ponderación.....	50
2.2	Diagrama del sistema seleccionado.....	51
2.3	Dimensionamiento del tanque de revaporizado.	53
2.3.1	Selección de espesores de lámina según ASME VIII	54
2.3.2	Tuberías de entrada e interconexión.....	57
2.3.3	Bastidor de tanque de revaporizado	62
2.4	Verificación de espesor de tanque acumulador de venteos	63
2.4.1	Especificaciones técnicas de tanque recuperado 1	64

2.4.2	Verificación por cálculo de esfuerzos admisibles según ASME VIII.....	64
2.4.3	Determinación de caudal aportado de condensado y vapor flash.....	66
2.5	Dimensionamiento de tanque de concreto para mezcla.....	68
2.5.1	Dimensionamiento de capacidad de tanque	68
2.6	Dimensionamiento de tanque de presión.....	69
2.6.1	Especificaciones técnicas de tanque recuperado 2	70
2.6.2	Verificación por cálculo de esfuerzos admisibles según ASME VIII.....	71
2.7	Selección y dimensionamiento de bombas	72
2.7.1	Curva de sistema para condensados	72
2.7.2	Curva de sistema para mezcla	76
2.7.3	Selección de bomba de agua caliente para tanque acumulador de venteos.....	79
2.7.4	Aplicación de bomba de agua caliente recuperada para bombeo.....	79
2.8	Dimensionamiento de tuberías.....	80
2.8.1	Tuberías de vapor flash	80
2.9	Selección del sistema de control e instrumentación.....	82
2.9.1	Instrumentación general	82
2.9.2	Circuito de potencia y control	83
2.9.3	Diagrama de instrumentación y control del sistema.....	84
2.10	Determinación de calor teórico aportado por el sistema	84
2.10.1	Calor aportado por tanque de revaporizado	84

2.10.2	Calor aportado por tanque de acumulación de venteos	90
2.10.3	Calor aportado por tanque de mezcla	97
2.10.4	Variabilidad de temperatura de mezcla	99
2.11	Diagrama de flujo de construcción e implementación	101
CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE RESULTADOS		103
3.1	Comparación de resultados teóricos y prácticos	103
3.1.1	Determinación de calor real aportado por el sistema	103
3.1.2	Análisis de eficiencia del sistema.....	105
3.1.3	Análisis de indicadores de implementación	106
CAPÍTULO 4: COSTOS		108
4.1.1	Costos directos	108
4.1.2	Costos indirectos	109
Conclusiones		110
Recomendaciones.....		111
Referencias.....		112
ANEXOS		

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 1.1: Cálculo de porcentaje de purga.....	18
Ecuación 2.1: espesor de cuerpo cilíndrico para tanques según ASME VIII	35
Ecuación 2.2: espesor de tapas toriesféricas según ASME VIII.....	35
Ecuación 2.3: Esfuerzo transversal según ASME VIII	36
Ecuación 2.4: Esfuerzo longitudinal según ASME VIII	36
Ecuación 2.5: Ecuación de la energía (Dinámica de fluidos).....	37
Ecuación 2.6: Ecuación experimental de Swamee Jain.....	38
Ecuación 2.7: Porcentaje de vapor flash	39
Ecuación 2.8: Flujo másico	39
Ecuación 2.9: Pérdida de presión en tuberías de vapor.....	40
Ecuación 2.10: Velocidad de vapor en una tubería.....	40
Ecuación 2.11: Teorema de Toricelli	41
Ecuación 2.12: Caudal en base al área hidráulica.....	41
Ecuación 2.13: Espesor de tapa plana soldada perimetralmente según ASME VIII	44
Ecuación 2.14: Relación de espesores de tapas planas según ASME VIII	44
Ecuación 2.15: Caudal en base al tiempo y volumen.....	52
Ecuación 2.16: Potencia de una bomba.....	55
Ecuación 2.17: Equilibrio térmico	63
Ecuación 2.18: Calor de una sustancia según temperatura o entalpía.....	64
Ecuación 2.19: Criterio de Gebhart.....	66

Ecuación 2.20: Número de Grashof para cilindro longitudinal	66
Ecuación 2.21: Número de Prandtl	67
Ecuación 2.22: Número de Rayleigh	67
Ecuación 2.23: Nusselt promedio según condiciones establecidas.....	67
Ecuación 2.24: Coeficiente de convección promedio	67
Ecuación 2.25: Relación de Calor perdido por convección natural	67
Ecuación 2.26: Número de Grashof para cilindros horizontales	69
Ecuación 2.27: Equilibrio térmico: sumatoria de calores sensibles y latentes.....	75
Ecuación 2.28: Temperatura final de mezcla según la variación de flujos másicos de entrada...	77
Ecuación 3.1: Rendimiento / Eficiencia del sistema	82

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Resumen de Calderas Existentes.....	9
Tabla 2: Medición de Caudal de Purga líquida obtenido a partir de purgas laterales.	19
Tabla 3: Resumen de caudales obtenidos en Bombas de condensado	27
Tabla 4: Matriz de ponderación entre opciones constructivas del sistema de recuperación	31
Tabla 5: Especificaciones Técnicas de tanque de revaporizado	36
Tabla 6: Especificaciones Técnicas - Tanque de acumulación de venteos	45
Tabla 7: Resumen de vapor flash aportado al tanque	46
Tabla 8 Especificaciones Técnicas de tanque de presión	51
Tabla 9: Resumen de vapor flash aportado al tanque	70
Tabla 10: Variación de flujos máxicos de aporte	76
Tabla 11: Experimento 1 de llenado y consumo del tanque de mezcla.....	80
Tabla 12: Experimento 2 de llenado y consumo del tanque de mezcla.....	80
Tabla 13: Costos de materiales y mano de obra directa	84
Tabla 14.: Costos indirectos	85

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Sistema de generación y distribución de vapor esquemático.....	4
Figura 2 Esquema del sistema de recuperación de calor a implementarse	5
Figura 3 Configuración de una caldera pirotubular de cámara seca y cámara húmeda	11
Figura 4 Sección superior y espaciado progresivo de espirales.....	12
Figura 5 Corte seccional de la Unidad de Calentamiento	13
Figura 6 Accesorios típicos de un separador de vapor	14
Figura 7 Trampa de vapor de balde invertido, funcionamiento.....	15
Figura 8 Quemador, ventilador y llama en forma de corazón	16
Figura 9 Purga lateral automática (Control TDS automático).....	17
Figura 10 Decrecimiento proporcional del rendimiento de la caldera por purga.....	18
Figura 11. Comparación de líneas y flujo de condensado con y sin pozo de goteo.....	24
Figura 12. Formación de una bolsa ‘sólida’ de agua.....	25
Figura 13. Configuración de bomba de condensado en Lazo Abierto	26
Figura 14 Sistema de recuperación con intercambio de calor Indirecto	29
Figura 15 Sistema de recuperación con intercambio de calor Directo.....	30
Figura 16 Descripción y líneas de flujo del sistema de recuperación de calor	32
Figura 17 Descripción y líneas de flujo del sistema de recuperación de calor	33
Figura 18 Dimensiones generales de tanque de revaporizado, Tubería sifón.....	34
Figura 19 Dimensiones generales de tanque de revaporizado, Tubería sifón.....	37
Figura 20 Simulación estática de carga.....	42

Figura 21 Tanque a recuperar	43
Figura 22 Esquema de tubería de interconexión.....	48
Figura 23 Dimensiones y configuración de tanque de presión	50
Figura 24 Interconexión del tanque de acumulación y los tanques de condensados.....	52
Figura 25 Curva del sistema para bombeo de condensados	54
Figura 26 Esquema del sistema de bombeo de mezcla	55
Figura 27 Cruce de curvas de sistema (naranja) y de bomba	58
Figura 28 Interconexión de tanques y visualización de flautas inyectoras de vapor flash	59
Figura 29 Circuito de control y potencia del sistema	61
Figura 30 Esquema de análisis termodinámico para el tanque de revaporizado	62
Figura 31 Esquema de análisis termodinámico para el tanque de revaporizado	63
Figura 32 Esquema de análisis de transferencia de calor para el tanque de revaporizado	65
Figura 33 Esquema de flujo de calor en el sistema “tanque de acumulación de venteos”	68
Figura 34 Diagrama de flujo de implementación del sistema de Recuperación de Calor	78
Figura 35 Historial de consumo de agua y generación de vapor en Calderas	82
Figura 36 historial de consumo de agua y generación de vapor en Calderas	83

GLOSARIO

Anegamiento: inundación, llenado, rellenado taponamiento de un recipiente con agua.

ASME VIII: normativa emitida por la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos cuyo objetivo principal es la estandarización para la fabricación de los recipientes más comunes.

Baffle: placa rígida deflectora de fluidos, ondas y sólidos ubicadas al interior de un cuerpo.

Calibración: operación que establece una etapa de relación entre los valores e incertidumbres de medida provistas por estándares asociados a los sistemas de comparación estableciendo una relación de medida a partir de una indicación.

Cavitación: formación de cavidades llenas de vapor o de gas en el seno de un líquido en movimiento

Chaqueta de acero: cilindro de recubrimiento formado por una lámina de acero.

Economizador: dispositivo mecánico de transferencia de calor que calienta un fluido hasta su punto de ebullición, sin pasar de él

Emulsión: líquido de aspecto lácteo que contiene en suspensión pequeñas partículas o gotas de otra sustancia insolubles en aquel

Engomado: se realiza en los hilos de urdimbre de las tejedurías planas, con el objeto de que los hilos, resistan el proceso de tejeduría o "tisaje" con la mínima cantidad de hilos rotos (paro de telares) o inconvenientes de despeluzado

Escala colorimétrica: medida de los colores que desarrolla métodos para la cuantificación del color, es decir la obtención de valores numéricos a partir del color.

Estado estacionario: asunción ingenieril sobre sistemas cuando sus características no varían con el tiempo.

Flauta: tubería con perforaciones transversales en su radio a lo largo de su eje longitudinal.

Incrustaciones: depósitos adheridos a la superficie rugosa de un conducto conformado por calcio, magnesio, hierro, aniones, carbonatos y sílices que obstruyen el paso del fluido en el conducto.

Inflamación: combustión, reacción del combustible con el comburente mediante la acción de una chispa.

Lodos: acumulación de sólidos, partículas en suspensión y óxidos en el fondo del cilindro principal de un caldero.

Mercerizado: tratamiento para el hilo y tejidos de algodón y cáñamo que les otorga un acabado brillante.

Nomograma: instrumento gráfico de cálculo bidimensional que permite el cómputo gráfico aproximado de una función de cualquier número de variables.

NPT: (National Pipe Thread), norma técnica estadounidense también conocida como rosca cónica para tubos que se aplica para la estandarización del roscado de elementos de conexión en instalaciones hidráulicas.

Purga: restos que se eliminan en determinadas operaciones industriales.

Revaporizado: formación de vapor al disminuir súbitamente la presión de un fluido en estado de agregación de líquido saturado.

Sanforizado: tratamiento a telas de hilo o de algodón con un procedimiento industrial que evita el encogimiento al ser lavadas.

Solenoides: cualquier dispositivo físico capaz de crear un campo magnético sumamente uniforme e intenso en su interior y débil en el exterior.

Sustentabilidad: equilibrio existente con los recursos del entorno al cual pertenece.

Tiro: forma en que los gases de combustión salen de la caldera

Tori-esférico: tapa que se conforma por una forma esférica con un radio fijo y una transición entre el cilindro y el plato en forma toroidal.

Resumen

Para cada uno de los equipos que conforman el sistema de recuperación de calor se realiza una referencia teórica de conceptos básicos aplicados con el levantamiento de datos realizados previamente al cálculo y dimensionamiento.

Con los datos obtenidos se seleccionará el sistema de recuperación a partir de criterios establecidos en una matriz de ponderación. Posteriormente, se realizará el dimensionamiento mecánico y de control según los requerimientos del proceso de mercerizado y lavado (receptores del agua precalentada), al igual que el retorno de condensados. Una vez establecidos los elementos del sistema se procederá a la implementación física del mismo.

Después de finalizar la construcción, se realizaron pruebas con el sistema posterior a la calibración del mismo. Para aprobar el uso del agua recuperada se realizarán pruebas químicas del agua mezclada para prevenir la contaminación de la tela. Finalmente, de acuerdo a reportes de consumo generados en la planta, se calcularán indicadores de implementación permitiendo la verificación del ahorro generado.

Este proyecto tiene como inversión los materiales de construcción, así como la recuperación de los tanques con mano de obra de la empresa y contratistas externos. El precio final de la implementación será la suma de los costos directos (mano de obra y materiales), y costos indirectos (ingeniería e imprevistos)

Palabras claves: diseño, implementación, sistema, energía, purgas, condensados, vapor, calentamiento, procesos

Abstract

For each component of the heat recovery system there is a theoretical references compilation of applied basic concepts within data surveying before calculations and dimensioning of equipment.

With the use of a weighting matrix, an option for the system will be selected by technical criteria. Then, all the system elements will be calculated and dimensioned by Mercerizing and Washing process requirements (pre-heated water receivers), as the same as the condensate return. Once all equipment is completely designed, will begin the construction and implementation.

After the calibration and construction of the Project, experimental tests were made to determinate the efficiency. To prevent cloth contamination, chemical tests will run on preheated water recovery mix. Finally, per steam generation, water and oil consumptions reports, indicators of implementation will be calculated to estimate cost saving provided by the project.

Since this project has construction materials, recovered tanks and internal/external workforce as direct costs, the sum of this plus engineering and unforeseen events will give the final price.

Keywords: design, implementation, system, energy, purges, condensates, steam, heating, processes

Introducción

Los sistemas térmicos son equipos cuya función es la generación de calor para cubrir necesidades de calefacción y agua caliente en procesos productivos. Los equipos más destacados son las calderas, hornos y secadores, siendo el primero de éstos el de mayor uso. En la industria textil, el sistema térmico principal es la caldera y sus ramales de distribución. En este caso generan vapor de agua utilizado en los procesos de tinturado, mercerizado, lavado, sanforizado y engomado.

Para un correcto funcionamiento de las calderas se debe evitar las incrustaciones y sedimentación de sólidos disueltos (TDS) en la superficie de intercambio, provenientes del agua tratada de alimentación, por lo que cada caldera cuenta con un control de TDS bien sea manual o automática. La eliminación de TDS se realiza por purgas laterales o de fondo a través de las cuales se libera agua a la presión y temperatura de operación de la caldera.

El vapor generado en las calderas se condensa en las trampas de cada línea debido al uso en procesos y distribución por las redes de tubería. Este condensado se recolecta en los tanques reservorios de las bombas mecánicas de condensado distribuidas por la planta para su retorno a los tanques de acumulación de condensados. En cada bomba se crea vapor flash debido al cambio súbito de presión y se acumula vapor vivo debido a que éste es su fuerza motriz, motivo por el cual cada una cuenta con un venteo.

El presente proyecto se enfoca en el caso particular de aprovechar los calores provenientes de los venteos de vapor flash, purgas y condensados en el precalentamiento de agua necesaria en el proceso de lavado y mercerizado de la planta

de acabados y el retorno de condensados para la alimentación de calderas en Vicunha Ecuador S.A.

Objetivos

General

Realizar el diseño y la implementación de un sistema de recuperación de energía a partir de purgas laterales, condensados y vapor flash para el calentamiento de agua de proceso en Vicunha Ecuador S.A.

Específicos

- Recopilar información, experimental y teórica, de las descargas de purgas laterales de calderas, venteos de vapor flash en la zona de calderas y planta de acabados para diseñar el sistema con la mayor aproximación posible.
- Determinar la mejor opción constructiva mediante una matriz de priorización para la selección adecuada a través del planteamiento de parámetros de comparación entre posibles sistemas aplicables.
- Seleccionar los materiales y construir el sistema conforme a los parámetros y dimensiones establecidos en los planos de diseño.
- Obtener agua precalentada con temperatura mayor a 35 °C mediante la mezcla de agua tratada de alimentación, condensados de tanques de revaporizado e inyección de vapor flash, para la alimentación de los procesos de lavado y mercerizado en la planta de acabados cumpliendo con los estándares mínimos de calidad del agua.

- Obtener agua precalentada con una temperatura mayor a 35 °C mediante la mezcla de venteos y condensados para la alimentación de acumuladores de condensados cumpliendo con los estándares para retorno de condensados.
- Definir indicadores de implementación para determinar el ahorro real obtenido con el sistema

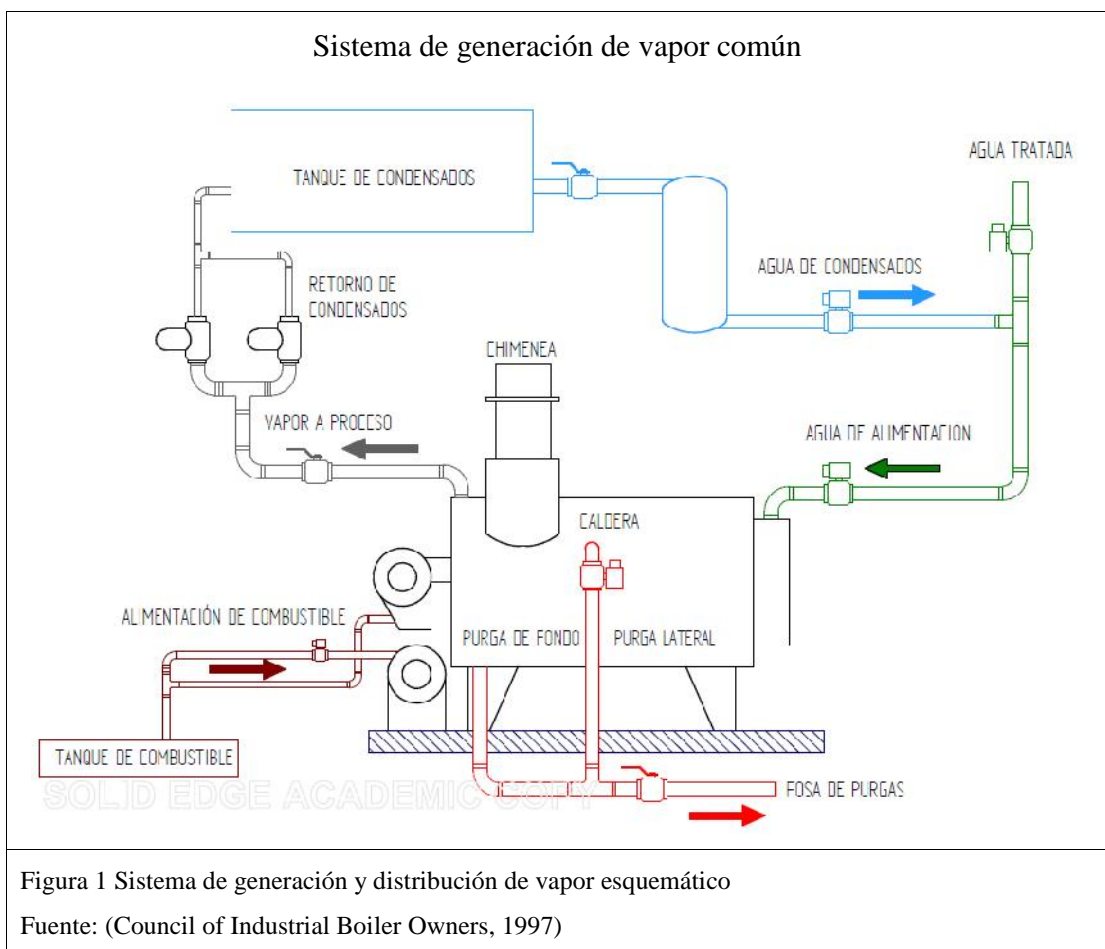
CAPÍTULO 1

MARCO TEÓRICO

Para cada uno de los equipos que conforman el sistema de recuperación de calor se realiza una referencia teórica de conceptos básicos aplicados con el levantamiento de datos realizados previamente al cálculo y dimensionamiento.

1.1 Generación de vapor

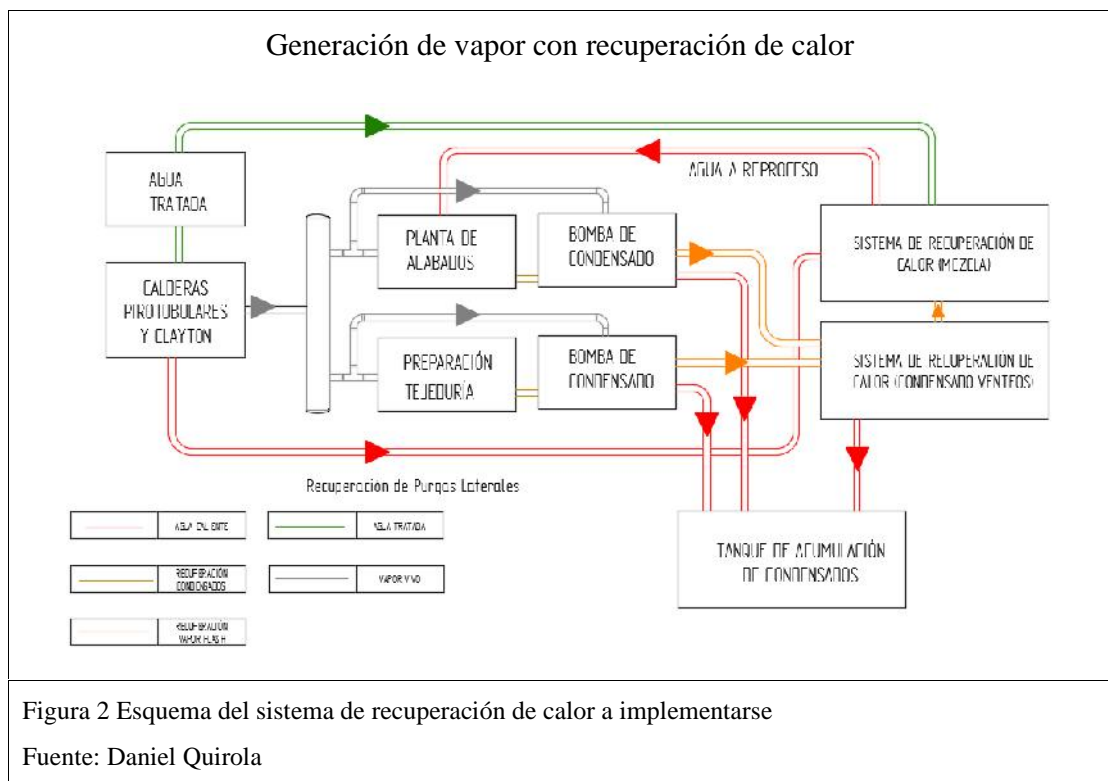
La generación de vapor es un servicio muy común en la industria utilizado para brindar energía térmica a los procesos de transformación de materia prima a productos.



Su eficiencia, distribución y consumo tienen impacto en los costos de producción y por ende los precios de venta de los productos, así como la competitividad y sustentabilidad de la empresa (Council of Industrial Boiler Owners, 1997). En la figura 1 se describe gráficamente un sistema básico de generación de vapor.

La generación de vapor consta como el 2.95 % (Reporte de costos, 2016) del costo de producción de índigo en Vicunha Ecuador, por lo tanto, un sistema de recuperación de energía en forma de calor representaría un ahorro en los costos indirectos de producción.

El sistema acumularía: purgas laterales de calderas, vapores flash y sus condensados provenientes de las bombas mecánicas de condensado en diferentes tanques acumuladores para reutilizarlos en la alimentación de calderas y precalentar agua tratada para proceso. En la figura 2 se representa un esquema básico del sistema a implementar:



1.2 Calderas

Son la parte más importante del circuito de vapor al ser los intercambiadores de calor dónde se crea el mismo. Según Çengel (Transferencia de Calor, 2004), una caldera puede definirse como un intercambiador de calor dónde uno de los fluidos absorbe calor y se vaporiza mediante la transferencia calórica de un combustible. En el caso de vapor saturado, se produce la energía calórica para el cambio de estado de agregación del fluido, es decir, el calor latente.

Su principio de funcionamiento es la inflamación de un combustible y comburente (generalmente aire y gasóleo o derivados del petróleo) inyectados en el interior de la caldera a través de un quemador. La reacción es completamente exotérmica, generando humos o gases a altas temperaturas en un rango entre 200 y 1000 °C, calentando a un fluido (agua, aire o aceite) a través de una superficie de intercambio. Posteriormente, los mismos serán desechados al ambiente por una chimenea. (UCATEE, 2016).

El paso del fluido, la configuración y rendimiento definen el tipo de caldera y su aplicabilidad. La clasificación de las calderas parte de criterios de combustión, dirección de intercambio de calor y rendimiento térmico (UCATEE, 2016). Así se tiene:

1.2.1 Calderas según criterios de combustión

Las calderas pueden ser de cámara de combustión abierta (tiro natural) o de cámara de combustión cerrada (tiro forzado), siendo éstas las mejores en comparación a las de tiro natural por el control de aire para la combustión incluido en su sistema y la capacidad de estabilizar la llama con superior rendimiento (UCATEE, 2016).

Se dividen según el paso de la llama o del fluido a través de los tubos que componen la caldera. Pueden ser:

1.2.1.1 Pirotubulares

Su denominación surge por la distribución de los fluidos en su interior. Los gases de combustión pasan a través de los tubos en la caldera transfiriendo calor al fluido que los rodea.

Las calderas pirotubulares se fabrican como unidades compactas con todo el equipo auxiliar en su lugar. Según la Guía de Referencia Técnica de Calderas y Accesorios (Spirax Sarco S.A., 1999), debido a las limitaciones de transporte, el máximo rendimiento de una caldera pirotubular compacta para transportar es alrededor de 27000 kg/h, el límite de presión llega a los 27 bar y es debido a las altas temperaturas de llama (cerca de 1800 °C).

1.2.1.2 Acuatubulares

En este tipo de calderas el aire caliente pasa a través de la superficie externa de los tubos de la caldera transfiriendo calor hacia su interior por dónde circula el fluido a calentar. Esto significa que pueden usarse con presiones más altas debido a la menor tensión circunferencial, aplicada por la presión en la tubería, con respecto a una caldera pirotubular, debido principalmente a la diferencia de tamaño de la superficie dónde se aplica la presión.

Según la Guía de Referencia Técnica de Calderas y Accesorios (Spirax Sarco S.A., 1999), su régimen de utilización y aplicación parte cuando se requiere un rendimiento

superior a 27 000 kg/h o presiones superiores a 27 bar o temperaturas de vapor sobre los 340 °C.

1.2.2 Calderas según rendimiento

Según el Manual de Eficiencia Energética par MYPES (UCATEE, 2016), pueden ser estándar, de baja temperatura y de condensación:

1.2.2.1 Estándar

Se utiliza para la producción de agua caliente, cuenta con tubos de pared simple a una temperatura constante de agua a la salida entre 70 y 90 ° C. Este tipo de caldera no permite la condensación de vapor de agua incluido en los gases de salida al interior de su cuerpo.

1.2.2.2 Baja temperatura

Este tipo de caldera permite aprovechar el calor sensible de los humos a través de economizadores colocados en su chimenea.

1.2.2.3 Condensación

Permite que el vapor condense sobre la superficie de los tubos de humos recuperando el calor latente de los gases de combustión.

Las calderas de baja temperatura y condensación, son de alta eficiencia y pueden suponer un ahorro entre el 10 al 20 % del combustible utilizado en especial cuando se trabaja a bajas cargas (UCATEE, 2016).

1.3 Calderas existentes en la planta

La tabla 1 resume las calderas de Vicunha Ecuador S.A. de acuerdo a las clasificaciones anteriormente mencionadas:

Tabla 1: Resumen de calderas existentes

Caldera	Marca	Capacidad [BHP]	Tipo
1	Standard Kenneth	250	Pirotubular de Tiro Forzado
2	Distrall	400	Pirotubular de Tiro Forzado
3	York Shipley	1000	Pirotubular de Tiro Forzado
4	Clayton	600	Acuatubular de tiro Forzado

Nota: La caldera Standard Kenneth cuenta únicamente con purga de fondo

Fuente: Daniel Quirola

1.4 Combustibles de calderas

Según Muñoz y Róvira (Máquinas Térmicas, 2014), en el ámbito de máquinas y motores térmicos, se define a los combustibles como “aquella sustancia que reacciona con oxígeno dando lugar a una reacción de combustión en la que se pone en juego gran cantidad de energía en forma de calor”. El preciado valor de los combustibles es debido a su naturaleza de fuente de energía.

Los combustibles más utilizados en las calderas de vapor son: carbón, fuel-oíl y gas natural. La naturaleza de estos combustibles los clasifica como no renovables debido a que el ser humano no puede reponerlos al mismo tiempo que los consume, de ahí su importancia de optimización de consumo. De igual forma, se usan residuos industriales o comerciales en ciertas calderas y electricidad para las calderas de electrodos.

1.4.1 Derivados del petróleo

Según Muñoz y Rovira (Máquinas Térmicas, 2014), el petróleo, junto con el desarrollo de la petroquímica, desplazó al carbón en muchos de los campos tecnológicos donde se empleaba. Los combustibles derivados del petróleo son líquidos a excepción del GLP, sus propiedades son constantes debido a que la composición es independiente del origen del crudo.

Dependiendo de la temperatura de destilación, las fracciones obtenidas son desde volátiles hasta fuelóleos muy viscosos y poco volátiles. En el anexo 1 se muestran los combustibles derivados del petróleo por orden de destilación.

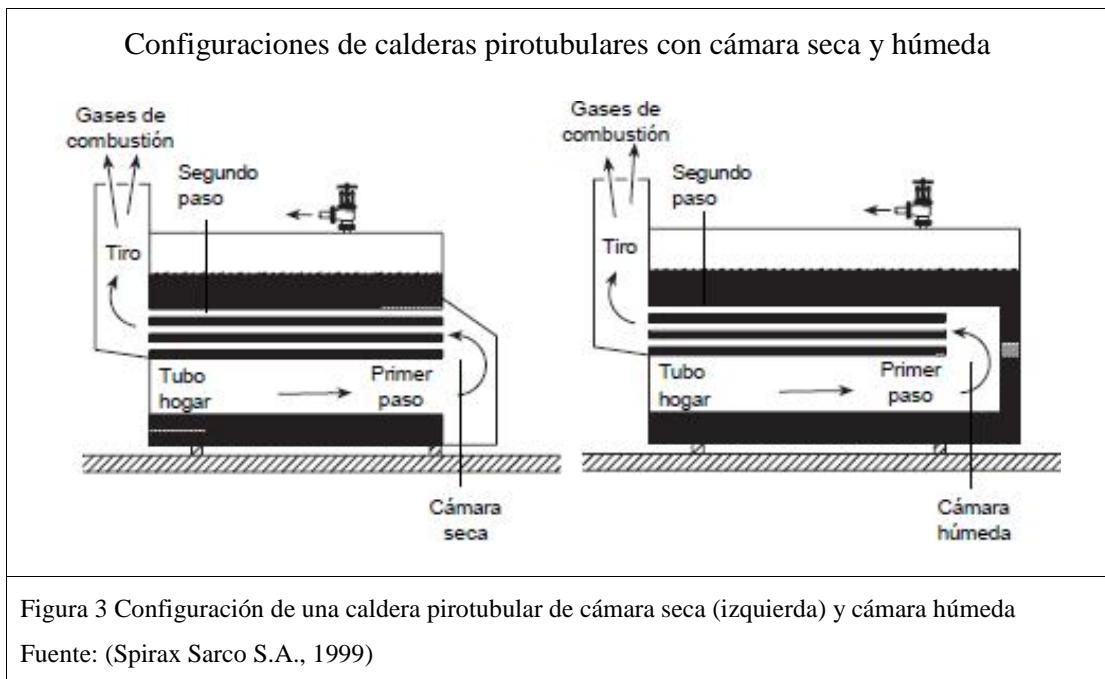
Para las calderas, se tiene la relación de producir aproximadamente 15 kg de vapor por kg de Fuel-oíl o 14 kg de vapor por litro (Spirax Sarco S.A., 1999). La elección de combustible para la caldera, depende del costo de cada tipo de combustible. Existen unidades que pueden utilizar un solo tipo de derivado o unidades que pueden usar alternativamente dos tipos de combustible (fuel-oíl o gas).

Todas las calderas de la planta utilizan Diésel (tipo 2) industrial con un valor de USD 1.47 (EP PETROECUADOR, 2015),

1.5 Sistema de una caldera pirotubular

Como se había mencionado anteriormente, las calderas pirotubulares son aquellas que transfieren el calor desde el interior de los tubos internos hacia el fluido que los rodea. La configuración general de este tipo de calderas según la clasificación mencionada, sería: pirotubular de tiro forzado estándar, las mismas que son mayormente utilizadas en la industria.

Una mejor eficiencia térmica y simplificación constructiva se logra cuando la caldera cuenta con dos pasos. Para realizar la inversión de flujo, la caldera cuenta con una cámara refractaria húmeda o seca. Una cámara seca se ubica en la parte exterior de la coraza mientras que la cámara húmeda se encuentra al interior de la coraza de la caldera como se ilustra en la figura 3 (Spirax Sarco S.A., 1999).



A través de la historia la caldera ha cambiado su configuración a la par de la mejora de materiales y procesos industriales permitiendo acomodar una mayor cantidad de tubos dentro de la caldera. En un principio se requería un cuarto de calderas extenso debido a la longitud de las calderas y se forzaba los gases calientes por ambos extremos del cuerpo a través de un arreglo de tubos. El final del proceso evolutivo de este equipo fue la caldera compacta multi-tubo, mejorando la tasa de transferencia de calor, presiones de vapor y tamaño de cuarto de calderas. (Spirax Sarco S.A., 1999).

1.6 Caldera tipo Clayton

Los generadores de vapor Clayton son calderas Acuaturbulares de llama vertical de alta eficiencia que utiliza varios sistemas para la optimización de su funcionamiento y producción de vapor a bajos costos (Clayton , 2011).

1.6.1 Partes principales

1.6.2 Unidad de calentamiento (serpentín).

Consiste en un tubo continuo de acero al carbón sin costura cedula 40 rolado en forma de espiral que sirve como superficie de intercambio para la transformación de un flujo controlado de agua en vapor. Los espirales que conforman su cuerpo (figura 4), se disponen con una separación de tal forma que entre cada vuelta ascendente quedan alternadas con respecto a sus consecuentes para aumentar la turbulencia de los gases de combustión y por consecuencia su transferencia de calor.

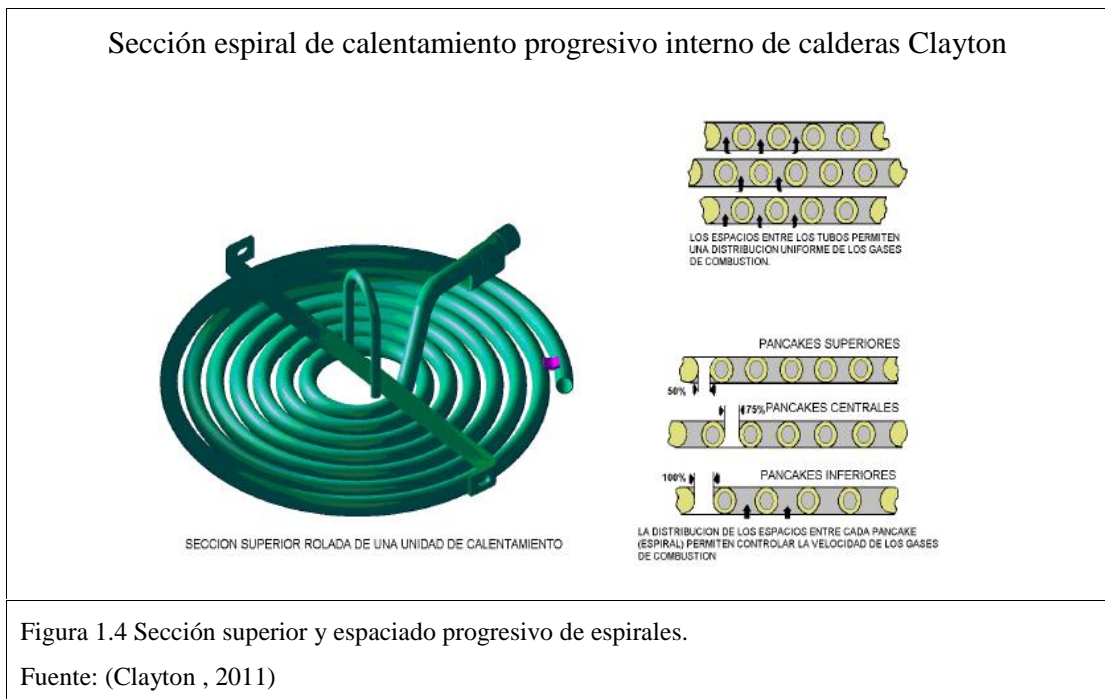


Figura 1.4 Sección superior y espaciado progresivo de espirales.

Fuente: (Clayton , 2011)

Entre el centro y cada par de espiral se colocan baffles de cemento refractario para ayudar a dirigir el calor por los espacios intermedios de cada espiral. A diferencia del cuerpo, la sección superior se construye con tubos rolados en frío y con una separación específica dependiente de la posición de su ubicación en el interior del equipo (Clayton , 2011).

La sección inferior llamada pared de agua, forma el espacio necesario para conformar la cámara de combustión. Su configuración (figura 5), es de tubos rolados en forma helicoidal sin separaciones entre cada vuelta de tubo envuelta por una chaqueta de acero como banda térmica para evitar fugas de calor (Clayton , 2011).

Sección espiral de calentamiento progresivo interno de calderas Clayton

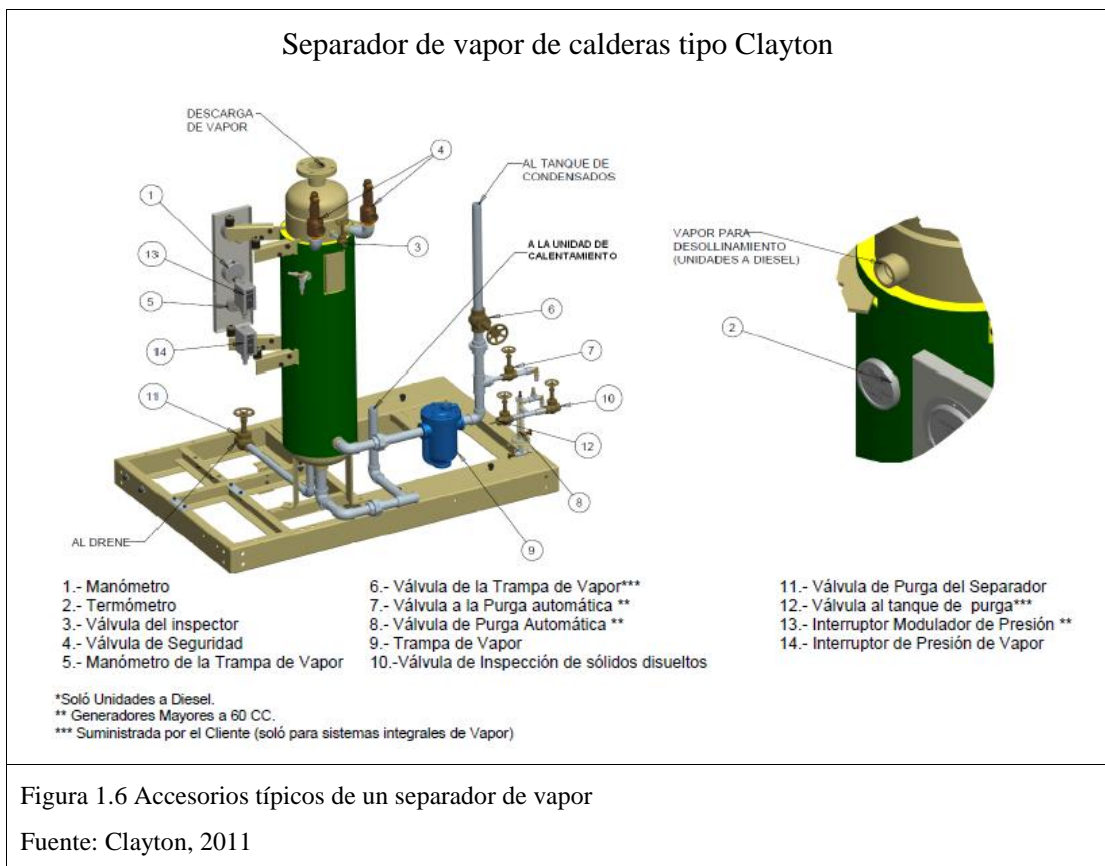


Figura 5 Corte seccional de la Unidad de Calentamiento

Fuente: Clayton, 2011

1.6.3 Separador de vapor.

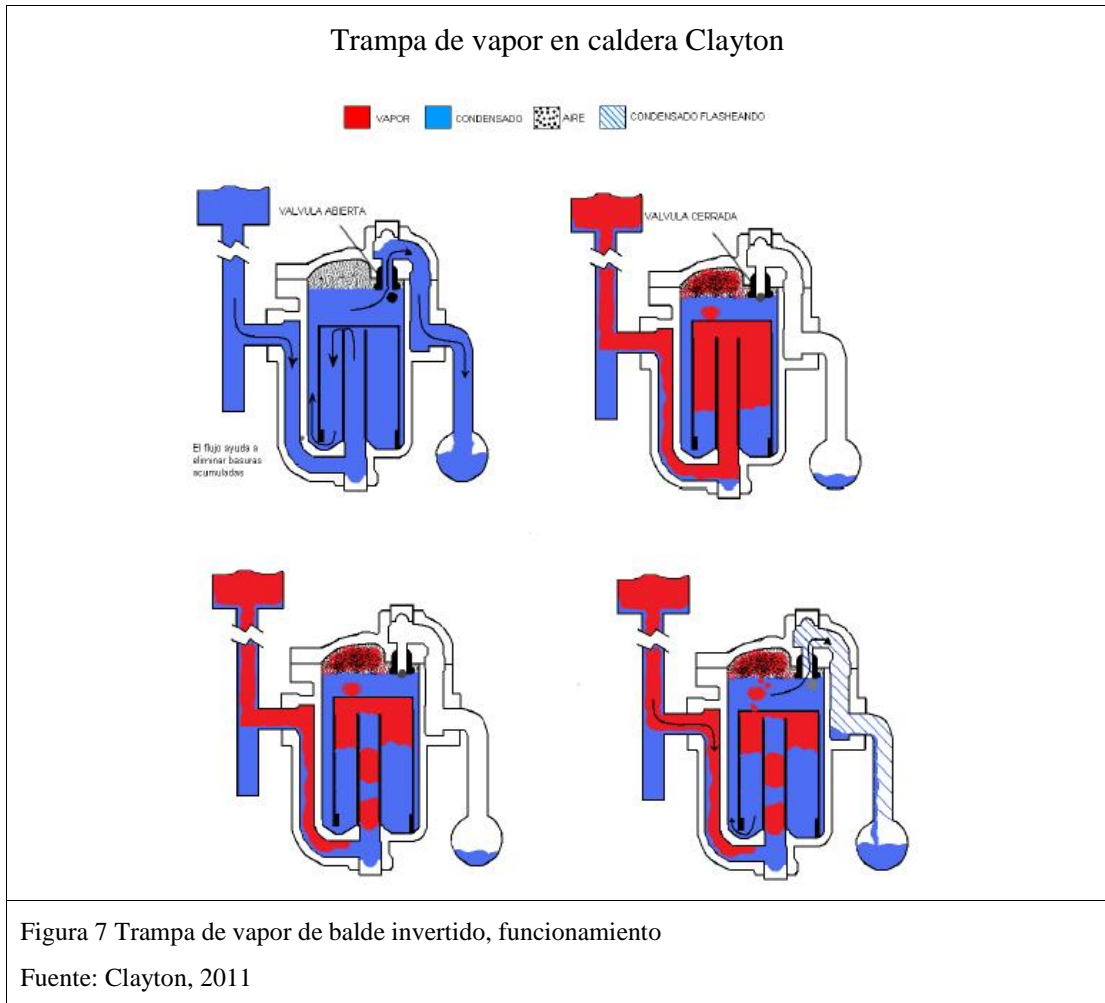
Consta de una boquilla separadora hecha de una hélice fija que centrifuga al exceso de agua cuando choca la emulsión de agua-vapor contra sus álabes (alrededor del 20 % de sobre flujo), la temperatura del vapor es medida por un termómetro ubicado en la descarga superior. El agua separada se desaloja por una trampa de vapor de balde invertido y regresa al tanque de condensado para repetir el proceso (Clayton , 2011). Un esquema del separador se visualiza en la figura 6:



1.6.4 Trampa de vapor.

Retorna el agua de sobre flujo del separador hacia el tanque de condensados con ciclos secuenciales y proporcionales para mantener el sobre flujo y generar un arrastre

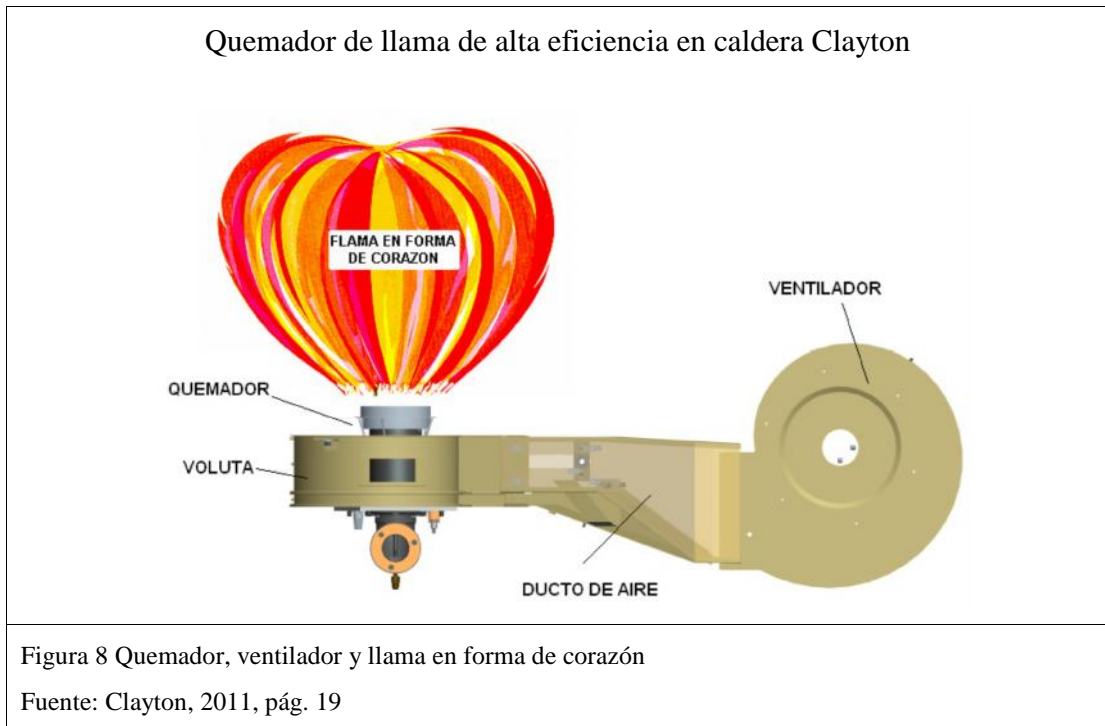
suficiente para controlar los sólidos disueltos por una válvula de purga automática o TDS (Control de sólidos disueltos totales) con una concentración en el intervalo de 2500 y 3500 ppm. El funcionamiento básico se ilustra en la figura 7:



1.6.5 Conjunto quemador y ventilador.

La alta eficiencia de la caldera Clayton parte de la forma de su llama, una forma de corazón desarrollada por la voluta y disposición del ducto de alimentación de aire que parten del ventilador (figura 8). La turbulencia del aire en espiral y la atomización del combustible en las boquillas del quemador provocan esta forma de llama que aprovecha

la mayor cantidad de poder calorífico por la distribución de los gases de combustión en todo el cuerpo sin el contacto de la llama con los tubos (Clayton , 2011).



1.7 Purgas de calderas

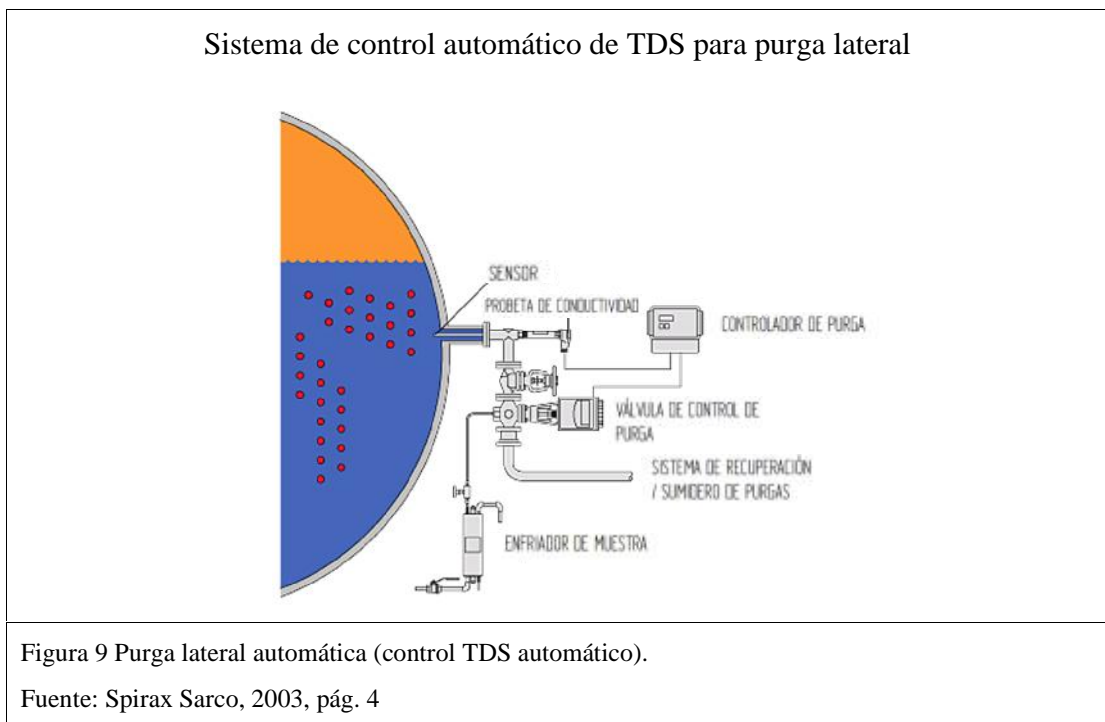
Según la Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (Fenercom, 2004) “las purgas consisten en extraer de la caldera un porcentaje del agua que allí se encuentra, reemplazándola por agua de alimentación más pura”.

Incluso con los mejores procesos de tratamiento, el agua de alimentación contiene cierto porcentaje de impurezas. La evaporación del agua en el interior de la caldera provoca la disolución y acumulación de sólidos en el fondo de la coraza y la superficie externa de los tubos (en el caso de calderas pirotubulares). Para evitar problemas en la caldera por el aumento de la concentración de sólidos disueltos es necesario purgar periódicamente a las calderas ya sea mediante la purga de fondo o de lodos y lateral o de sales disueltas.

A menudo, la importancia de las purgas es pasada por alto. Una purga inapropiada puede provocar aumentos en consumo de combustible, requerimientos adicionales de tratamientos químicos y pérdida de calor (North Carolina Department of Environmental and Natural Resources, 2004). El control de purga puede ser automático o manual con descarga continua o pulsante.

1.7.1 Purga lateral o superficial

La purga lateral funciona para disminuir la concentración de sólidos disueltos al interior de la caldera y controlarla en el rango de 2500 a 3000 ppm. La activación del sistema de purga se da a partir de la medición de la conductividad del agua, la misma que funciona como indicador de la concentración de sólidos disueltos.



En los sistemas manuales de purga, se realiza un control periódico y la purga manual, mientras que el automático realiza una descarga continua o intermitente (Fenercom, 2004). En la figura 9 se representa un ejemplo de purga lateral automática.

Para Oelker (2011), un porcentaje inadecuado de purga resulta en fenómenos de espuma y arrastres contaminando el vapor y desnaturalizando diversos procesos industriales. Un método rápido de para el cálculo parte de la expresión:

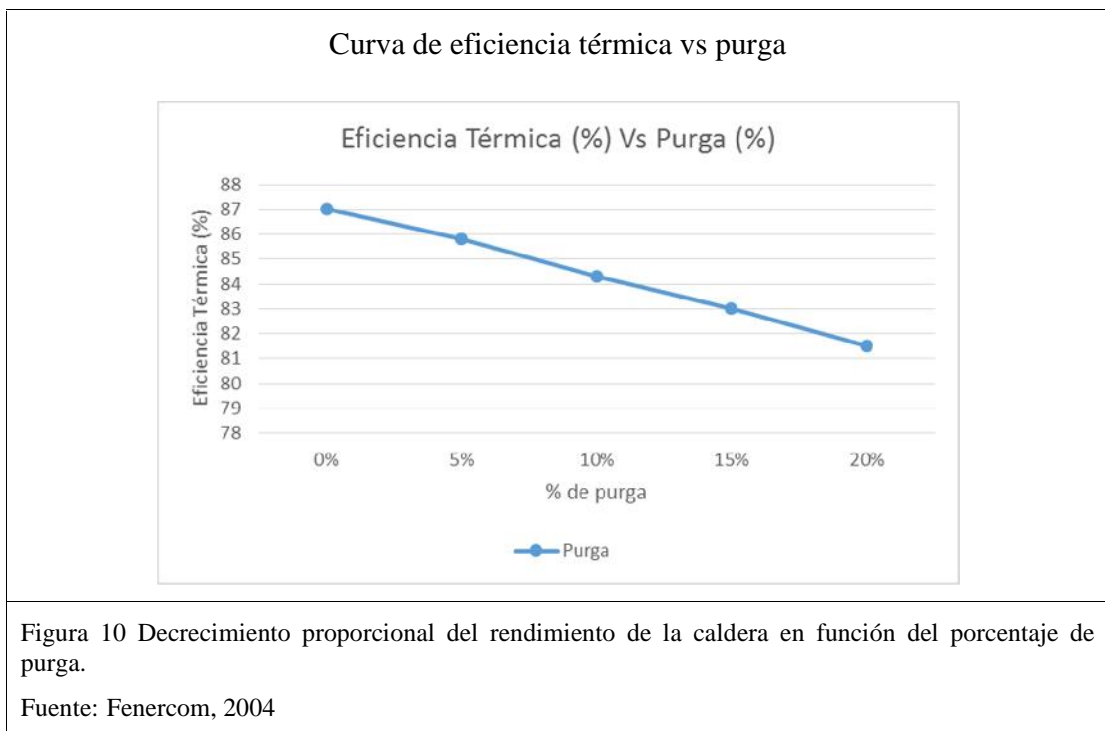
$$\%P = \frac{T_a - T_{ca}}{T_m - T_{ca}} \cdot \frac{\dot{m}_a}{\dot{m}} \cdot 100 \quad [E .1.1]$$

Donde:

$\%P$ = Porcentaje de purga

T_a = Alcalinidad total en la alimentación [ppm]

T_{ca} = Alcalinidad total en la caldera [ppm]



La misma relación debe aplicarse para la sílice, sólidos disueltos y el hierro para obtener el mayor porcentaje de purga que debe aplicarse a la caldera. De ser un porcentaje mayor al 25 % de la vaporización total se necesita un proceso más exhaustivo de tratamiento debido a los efectos negativos de la purga sobre la eficiencia térmica de la caldera (Fenercom, 2004). La curva característica de la eficiencia térmica vs el porcentaje de purga se representa en la figura 10.

1.7.2 Potencial de recuperación de calor en purgas

Según Mottard (2011), el agua que se extrae de la caldera está a temperatura y presión elevadas (las de operación de la caldera), por lo cual su entalpía puede y debe ser aprovechada en la recuperación de calor debido al calor sensible presente en el agua de purga y el calor latente en el vapor flash. La tabla 2 muestra la descarga en flujo másico y volumétrico de cada una de las purgas en la planta:

Tabla 2: Caudales de purga líquida obtenidos a partir de purgas laterales

Área cisterna	Caldera	h(m)	Presión (psi)	Tiempo (s)	Q(lpm)	M (kg/s)	Promedio (Kg/s)
1,12	2	0,053	120	645	5,52	0,092	
1,12	2	0,070	120	645	7,29	0,122	0,113
1,12	2	0,073	120	645	7,61	0,127	
1,12	3	0,020	120	609	2,21	0,037	0,038
1,12	3	0,022	120	627	2,36	0,039	
1,12	Clayton	0,09	120	1140	5,31	0,088	0,084
1,12	Clayton	0,052	120	730	4,79	0,080	

Nota: La purga lateral de la caldera Clayton pasa por un tanque de revaporizado existente, a partir del cual se realizaron las mediciones mostradas

Fuente: Daniel Quirola

Generalmente las instalaciones de calderas de vapor cuentan con una cisterna de enfriamiento de purgas donde se genera vapor flash a presión atmosférica, de ser continua la descarga de purga se puede utilizar para alimentar al desaireador,

reemplazando porcentualmente el vapor de “alta presión” (entre 1.1 y 3 bar) utilizado (Mottard, 2011).

La recuperación de los calores presentes en la purga puede realizarse por un estanque de expansión (tanque de revaporizado o flash) donde se disminuya la presión del agua y se genere vapor flash; posteriormente por intercambiadores de calor (dependiendo de la aplicación), precalentando agua de alimentación o de procesos.

Este proceso de recuperación es justificable cuando la energía del tanque flash o el agua de purga pueden ser reutilizadas posteriormente al análisis de composición química (Madhav et. al., 2013).

1.8 Redes de tubería de vapor

Una vez creado el vapor en los cuartos de calderas, se alimenta a todos los procesos que lo necesitan mediante las tuberías de distribución. Una configuración típica cuenta con un colector principal acumula el caudal de todas las calderas (en cuartos de 2 calderas en adelante), para posteriormente distribuirlo a las diferentes naves de la planta dónde se aplica.

1.8.1 Dimensionamiento de tuberías de vapor flash

La red de distribución debe asegurar la llegada del vapor seco por lo que el dimensionamiento adecuado permite el ahorro de costos, disminución de daños en tuberías por golpes de ariete, erosión y ruido por aumento exacerbado de velocidad, menor pérdida de calor, caudales suficientes de prestación y sobre todo excelente calidad de vapor al posicionar adecuadamente las trampas o purgadores en la red.

Según la Guía de Referencia Técnica de Distribución de Vapor (Spirax Sarco, 2006), se deben seguir las siguientes recomendaciones para el dimensionamiento adecuado de la tubería de distribución:

- La presión de la línea de distribución está parcialmente definida por el equipo que requiere una mayor presión. Para obtener la presión de servicios se debe considerar la velocidad del flujo requerida, las pérdidas de presión por longitud de tubería y accesorios, y la variación de diámetros de tuberías.
- Para el dimensionamiento según la velocidad los cálculos se basan en la relación del caudal y la sección de la tubería. Para vapor saturado flash o húmedo se recomienda velocidades entre 15-30 m/s como máximo, debido al ruido y erosión generados al aumentar la humedad del vapor.
- Para el dimensionamiento según la caída de presión se debe considerar la presión necesaria en el punto más ‘alejado’ de utilización del tramo de tubería. Un método efectivo y satisfactorio es el uso de factores de caída de presión. Para un cálculo rápido se puede utilizar la tabla del anexo 2 con los datos de entrada: temperatura, presión, caudal y caída de presión.
- En el caso de tuberías largas y de mayor diámetro se utiliza el método de caída de presión. Se consideran presiones y caudales mayores y vapor recalentado. Se relaciona la caída de presión total con la presión absoluta de entrada.

1.8.2 Líneas de condensado

En cualquier parte de la tubería de distribución un porcentaje se condensará a causa de las pérdidas por radiación, independientemente de la aplicación más adecuada de

aislamiento. Aproximadamente el 1 % del vapor transportado se convierte en condensado por éste fenómeno, pero al transcurrir el tiempo su acumulación reduce la sección de paso aumentando la velocidad y, por ende: el aumento de la humedad, arrastres y golpes de ariete (Spirax Sarco, 2006).

En lo posible, el montaje de la tubería de distribución y ramales deben estar inclinados en el sentido del flujo con un descenso no inferior al 0.4 % de la longitud total para provocar el descenso gravitacional del condensado hacia las descargas en transiciones, purgadores o trampas de vapor y cambios de dirección (Spirax Sarco, 2006).

Según el Manual de Eficiencia Energética (Council of Industrial Boiler Owners, 1997). Para aumentar la eficiencia energética de los sistemas de distribución, se deben cumplir las siguientes condiciones:

- Siempre generar vapor a la mayor presión y temperatura permitidas por la caldera.
- Siempre aplicar vapor a los procesos al nivel más bajo de presión y temperatura posibles (vapor saturado seco).
- En calderas pirotubulares producir vapor para fines productivos, como calentamiento de fluidos en procesos y recalentadores.
- Expandir el vapor desde presiones altas a bajas por los métodos más eficientes posibles.
- Producir la mayor cantidad de vapor a partir de sistemas de recuperación de calor.

- En instalaciones de múltiples calderas, su rendimiento debe clasificarse por eficiencia. De esta forma, los primeros equipos en funcionar serían los más eficientes, y en un aumento de demanda, se encenderían las calderas de mayor eficiencia manteniendo el consumo de energía al mínimo mientras se obtiene la mayor cantidad de vapor posible a partir de los sistemas más eficientes.
- Auditar periódicamente las instalaciones internas de vapor para determinar las líneas que se pueden prescindir. Objetivamente se disminuye la demanda de vapor, el retorno de condensados innecesarios y aumenta la eficiencia.
- El sistema de distribución y condensado deben diseñarse de tal forma que los sistemas efectivos de tratamiento anticorrosivo puedan emplearse.

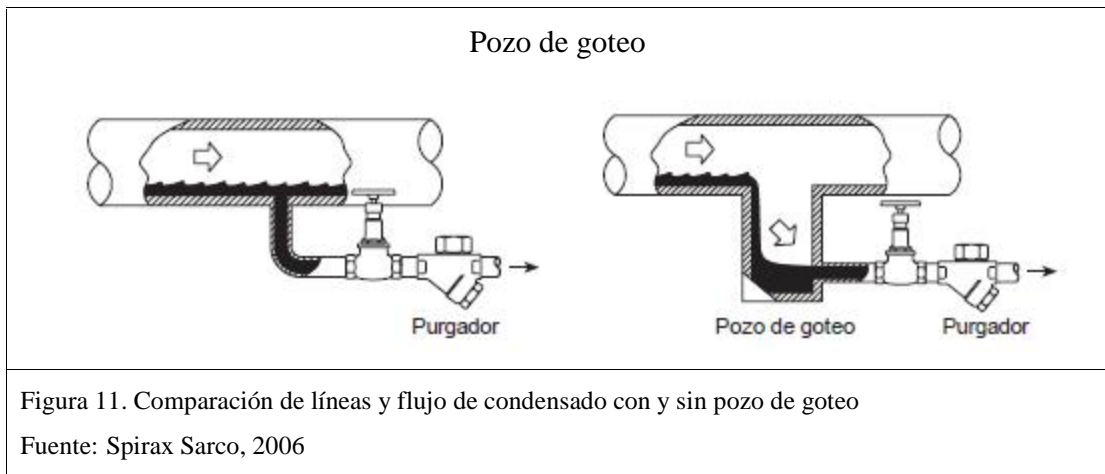
1.9 Retorno de condensado

Como se había mencionado anteriormente debe asegurarse que el condensado encuentre su camino hacia las trampas de vapor o purgadores. Por esta razón debe considerarse el tamaño y la situación del punto de purga. Debe considerarse el destino del condensado cuando se detiene la generación y su acumulación en los puntos bajos y lejanos del sistema, para cualquier caso, es recomendable la instalación de puntos de purga cada 30 a 50 m en la línea de distribución, así como en los puntos bajos del sistema (Spirax Sarco, 2006). Existen diferentes métodos de purga de condensados.

1.9.1 Pozo de goteo

Debido a que el vapor puede alcanzar velocidades de hasta 145 km/h, arrasando todo con él (impurezas, condensado, etc.), es necesario que al momento de ubicar los purgadores en la línea de distribución se coloque una 'T' del mismo diámetro (hasta

tuberías de 6" SCH 20 a 80, en tuberías de mayor diámetro se utiliza el diámetro inmediato inferior) de la tubería, conocida como 'pozo de goteo' para la acumulación del condensado. A pesar de que una tubería de diámetro menor (p.ej. de 15 mm) sea suficiente para el caudal de condensado, se necesita asegurar que no existan arrastres (Spirax Sarco, 2006). En la figura 11 se muestra un pozo de goteo.



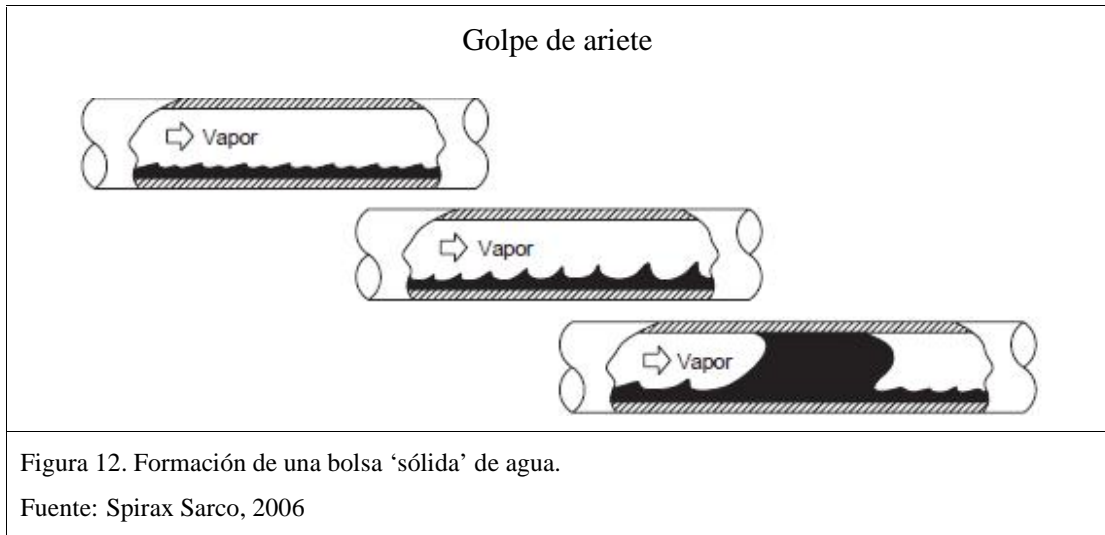
1.9.2 Golpe de ariete y sus efectos

Un incorrecto dimensionamiento de las trampas de vapor y ubicación de los puntos de purga puede ocasionar el arrastre del condensado a lo largo de la tubería.

Esta acumulación provoca una 'bolsa sólida' de agua que es flujo denso e incompresible transitando por la línea a velocidades que superan los 30 km/h (gran cantidad de energía cinética), por lo que, al llegar a una obstrucción de paso, sea una tee, curva o accesorio, se convierte en un golpe de presión aplicado contra el obstáculo.

Normalmente se produce un ruido de golpe acompañado de la vibración o movimiento aparatoso de la tubería, en casos extremos, con rotura de los accesorios y juntas

provocando pérdidas de vapor vivo ocasionando una situación riesgosa (Spirax Sarco, 2006). En la figura 12 se muestra la formación de la bolsa sólida del golpe de ariete.

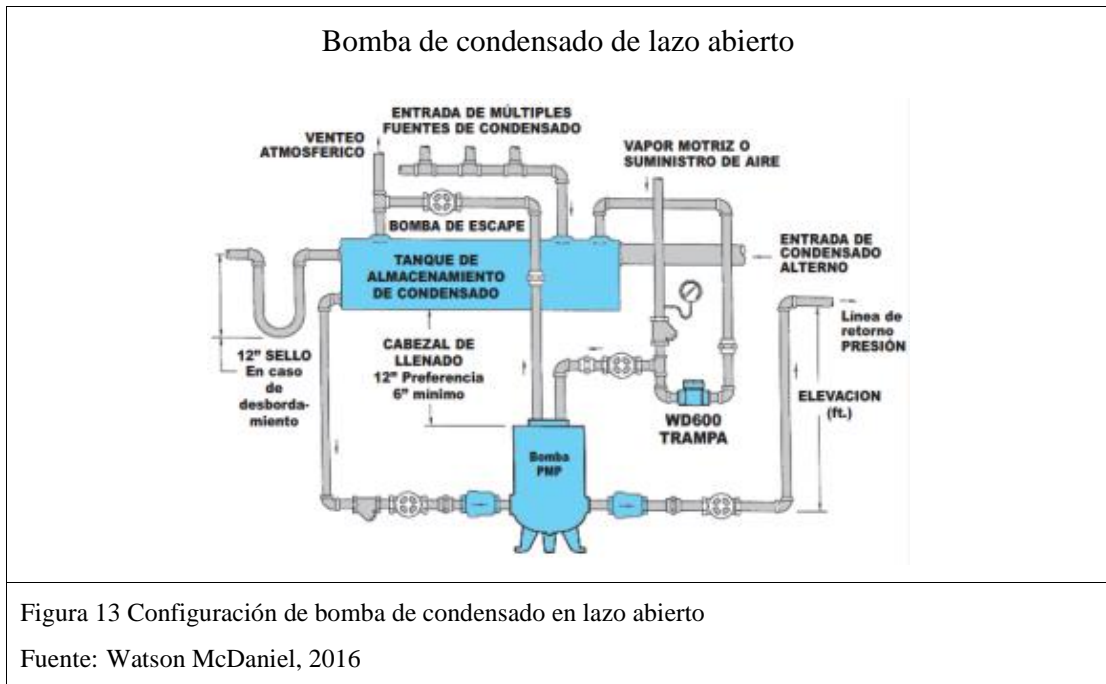


1.9.3 Bomba mecánica de retorno de condensado

Su función principal es retornar el condensado a la caldera. Son la alternativa a las bombas eléctricas convencionales que tienden a fallar a temperaturas de agua superiores a los 90 °C (195 °F), mejoran el rendimiento de los intercambiadores de calor, ayudando a drenar el condensado en estado de reposo (Watson McDaniel, 2016).

Las bombas mecánicas de condensado utilizan el desplazamiento positivo como medio de bombeo eliminando los problemas referentes a cavitación en las bombas centrífugas. Los problemas de cavitación se dan debido a que el condensado retorna a temperaturas superiores a 90 °C y cuando la cabeza de succión neta positiva disponible es menor a la cabeza de succión neta positiva requerida. No son afectadas por los grandes cambios en contrapresión (TLV, 2016). Las aplicaciones de este tipo de bombas varían de lazo abierto a lazo cerrado.

En lazo abierto se pueden agregar varias fuentes de condensado, un venteo es necesario para igualar la presión de todas las fuentes en el tanque de acumulación. Generalmente el vapor flash remanente de la acumulación de condensado a presión atmosférica es venteadado o utilizado para líneas de vapor de baja presión (Watson McDaniel, 2016).



Las aplicaciones de lazo cerrado se ocupan únicamente para evitar el anegamiento con flujo de vapor modulado para intercambiadores de calor. (Watson McDaniel, 2016).

Para cada proceso de preparación tejeduría (tinturado y engomado) y planta de acabados, una bomba mecánica de condensado de lazo abierto transporta el condensado hacia los tanques acumuladores para alimentar a las calderas. Al generarse vapor flash debido al bombeo, se puede aprovechar el calor latente y sensible remanente en el mismo para precalentar agua de proceso. En la planta existen ocho bombas mecánicas de condensado cuyo aporte volumétrico de condensado y vapor flash se resumen en la tabla 3.

Tabla 3: Resumen de caudales obtenidos en Bombas de condensado

Sección	Proceso	Condensado líquido			
		Caudal máximo [lpm]	Densidad agua [kg/m ³]	Flujo másico [kg/s]	Presión [psi]
Preparación tejeduría	Tinturadora	35,25	965,00	0,57	70,00
	Engomadora Prashant	14,60	965,00	0,23	70,00
	Engomadora Benninger	14,21	965,00	0,23	70,00
	Mercerizadora (Lavado)	18,95	965,00	0,30	70,00
Acabados	Sanforizadora No 2	6,27	965,00	0,10	70,00
	Sanforizadora No 1	14,60	965,00	0,23	70,00
	Sanforizadora No 3	4,77	965,00	0,08	70,00
	Lavadora	17,60	965,00	0,28	70,00

Nota: la experimentación fue realizada durante la operación mediante la apertura de las válvulas de purga y el cronometrado del llenado de un balde de 5 galones

Fuente: Daniel Quirola

CAPÍTULO 2

DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN

Con los datos obtenidos se seleccionará el sistema de recuperación a partir de criterios establecidos en una matriz de ponderación. Posteriormente, se realizará el dimensionamiento mecánico y de control según los requerimientos del proceso de mercerizado y lavado (receptores del agua precalentada), al igual que el retorno de condensados. Una vez establecidos los elementos del sistema se procederá a la implementación física del mismo.

2.1 Selección del sistema de recuperación de calor adecuado

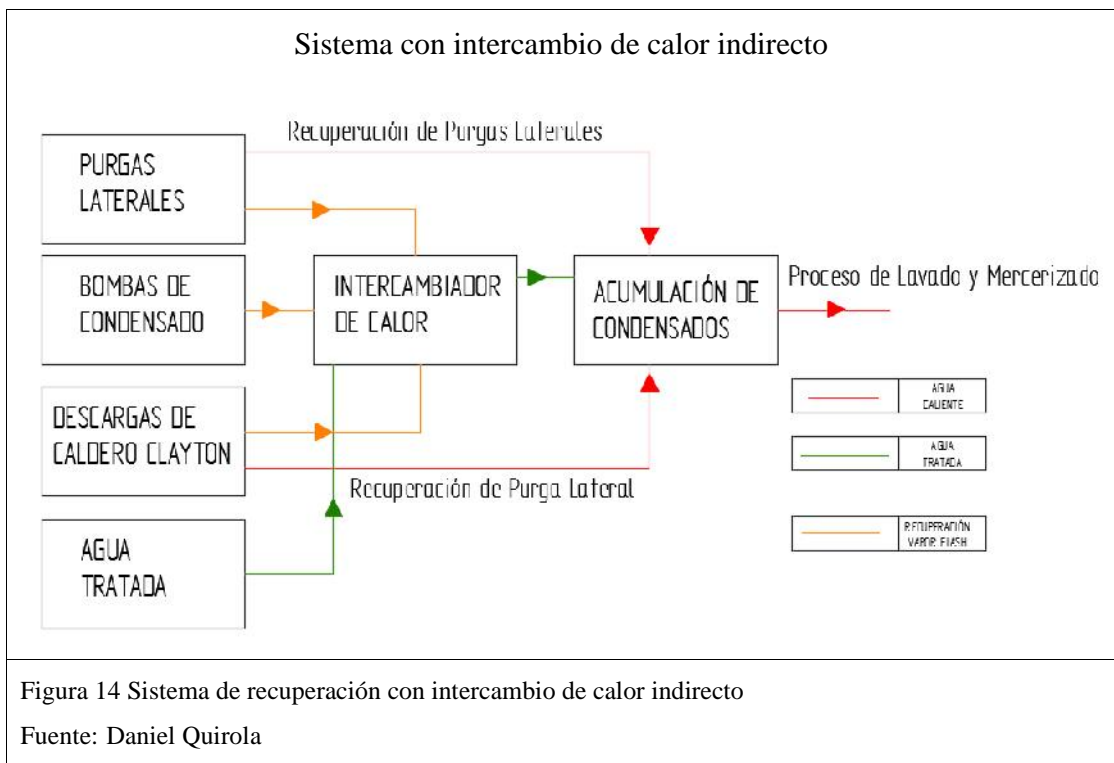
Una matriz de ponderación utiliza criterios técnicos de implementación para seleccionar el sistema que mejor se adapte a la demanda necesaria en la planta de acabados para los procesos de lavado y mercerizado. El punto máximo de consumo y referente para los cálculos del proyecto es de $0.00133 \text{ m}^3/\text{s}$ (80 lpm), para ambos procesos.

Los datos de entrada para el sistema serán:

- Vapor flash de los tanques diario y revaporizado de purga de la caldera Clayton.
- Vapor flash de las bombas mecánicas de condensado y el tanque de revaporizado de purgas laterales de calderas 2 y 3
- Condensados provenientes de los tanques de revaporizado de purgas laterales (calderas 2, 3 y Clayton).
- Agua tratada proveniente de la cisterna de acabados.

2.1.1 Sistema con intercambio de calor indirecto

Una de las opciones es la acumulación de venteos en tuberías colectoras principales, transportando el vapor flash hacia un intercambiador de calor de tubo y coraza cuya función es la de condensar la totalidad del vapor en agua, utilizando como líquido de enfriamiento agua tratada proveniente de la cisterna de acabados y finalmente almacenar y bombear el condensado a los tanques acumuladores de condensados para calderas. Esta opción se ilustra de mejor forma en la figura 14.



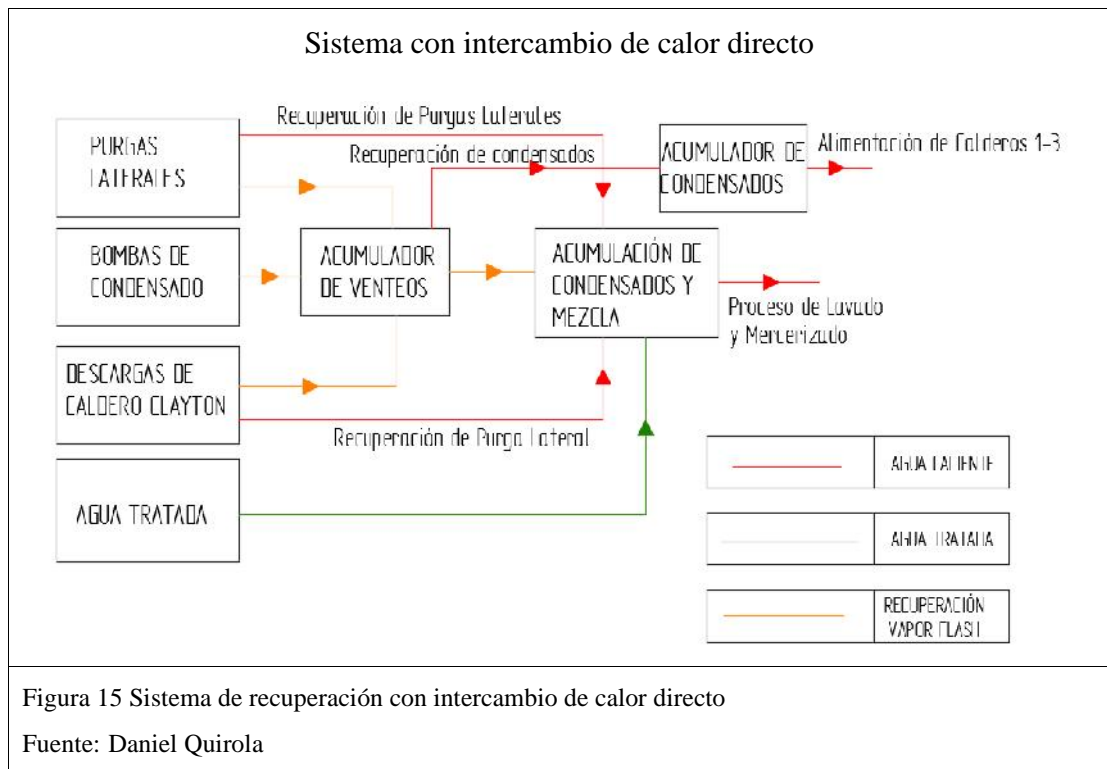
La recuperación de purgas laterales se realizará a partir de un tanque de revaporizado dónde condensan las purgas laterales de las calderas 2 y 3. Para aumentar la temperatura del agua precalentada, en el intercambiador se conectará el revaporizado y se mezclará al agua con el condensado obtenido en el tanque. Cabe añadir que la caldera Clayton cuenta con un tanque de revaporizado utilizado en su purga, y otro de consumo diario

para precalentamiento; ambos de fábrica. Sus respectivas descargas se distribuirán de la siguiente manera: los vapores hacia el intercambiador de calor y el condensado hacia el tanque de mezcla.

La totalidad del condensado mezclado con el agua tratada se bombeará hacia la planta de acabados a través de una bomba de eje libre y un tanque de presión a un caudal de $0.00133 \text{ m}^3/\text{s}$ (80 lpm) a 5 bar de presión.

2.1.2 Sistema con intercambio de calor directo

La segunda opción es la acumulación de todos los venteos por líneas individuales en un tanque para provocar la condensación de los mismos y acumular el condensado generado en las líneas y en el tanque para bombearlo hacia los tanques acumuladores de condensado.



En la figura 15 se visualiza el esquema de la alternativa de intercambio directo. La presión generada por la acumulación de los venteos debe ser la suficiente para trasladarlos al tanque de mezcla e inyectarlos por tuberías perforadas tipo flauta ubicados al fondo del mismo. En este tanque se mezclarán los condensados con el agua limpia y tendrá intercambio de calor directo debido a la inyección de los venteos.

Posteriormente, será bombeada la mezcla hacia la planta de acabados utilizando el proceso anteriormente mencionado: con una bomba de eje libre hacia un tanque de presión a un caudal de 0.00133 m³/s (80 lpm) a 5 bar de presión.

2.1.3 Matriz de ponderación

Para seleccionar el sistema más adecuado se han establecido las observaciones con los parámetros fundamentales de comparación (tabla 4).

Tabla 4: Matriz de ponderación entre opciones constructivas del sistema

Tipo		Intercambio directo (inyección de vapor)	Intercambio indirecto (intercambiador de calor)
Parámetro	Ponderación acumulada	Puntaje	Puntaje
Eficiencia	10	9	8,5
costo	10	8	7
Dificultad de manufactura	10	8	6
Pérdidas	10	9	8
Total, ponderado	40	34	29,5

Nota: La suma total de ponderaciones individuales da como resultado el nivel de conveniencia del sistema propuesto para la aplicación del proyecto. El más cercano a 40 es el más conveniente

Fuente: Daniel Quirola

Objetivamente cada uno de los parámetros de ponderación se ha evaluado de acuerdo a las prestaciones máximas de cada sistema. La eficiencia térmica es importante debido a la necesidad de máximo calentamiento del agua tratada y la condensación del vapor flash, el costo, debido a que se trata de un proyecto de inversión sujeto a mejoras, la dificultad de manufactura, debido al tiempo de montaje y estrechamente relacionado con el costo, y finalmente las pérdidas, debido a la disminución de energía por transporte de fluidos.

2.2 Diagrama del sistema seleccionado

En la figura 16 se representa el diagrama de los equipos que conformarán el sistema de recuperación de calor con intercambio directo (inyección de vapor flash por flautas).

Como se puede observar, las purgas laterales de las calderas 2 y 3 llegarán a un tanque de revaporizado disminuyendo su presión de descarga y transformando la diferencia de entalpías en vapor de baja presión y calidad.

Paralelamente los venteos de las bombas de condensado de la planta (acabados y preparación tejeduría), los tanques de revaporizado (purga y Clayton) y tanque diario de la caldera Clayton se transportarán hacia un tanque acumulador para bombear el condensado generado hacia los acumuladores de condensado que alimentan a las calderas.

Los vapores y condensados del resto de tanques, junto con el agua tratada, se mezclarán para proveer de agua caliente a los procesos de mercerizado y lavado en la planta de acabados.

Diagrama de funcionamiento del sistema con intercambio de calor directo

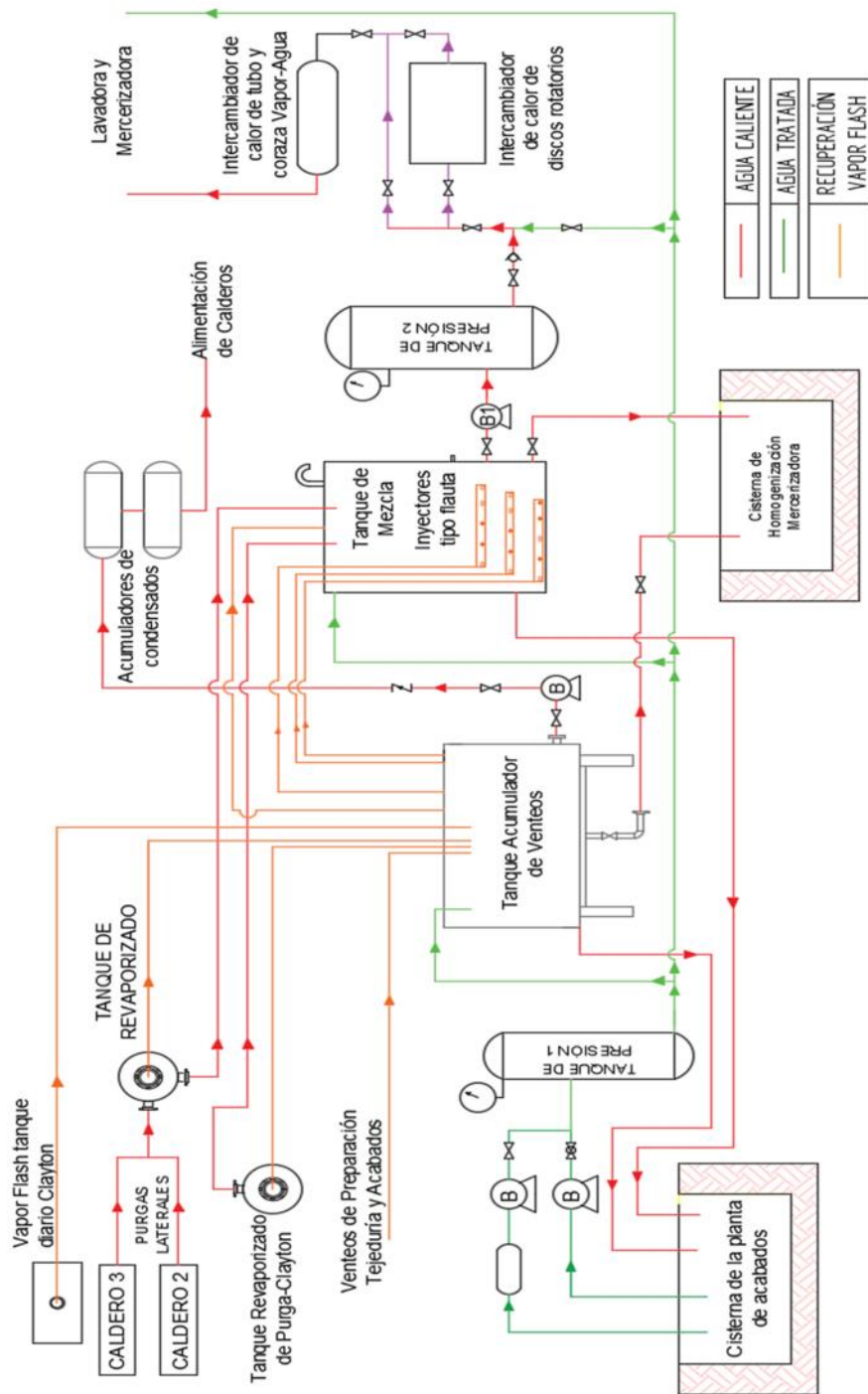
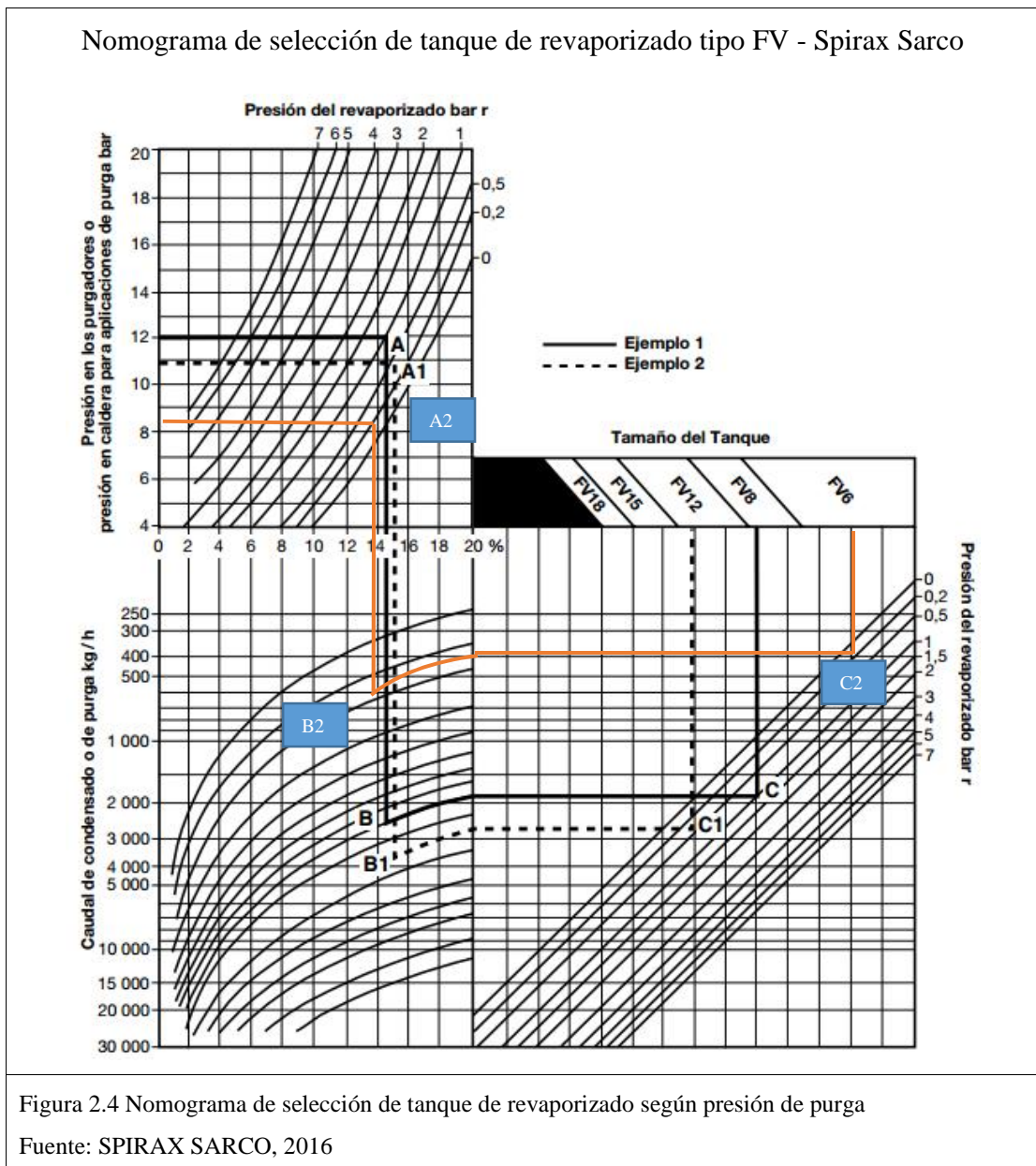


Figura 16 Descripción y líneas de flujo del sistema de recuperación de calor

Fuente: Daniel Quirola

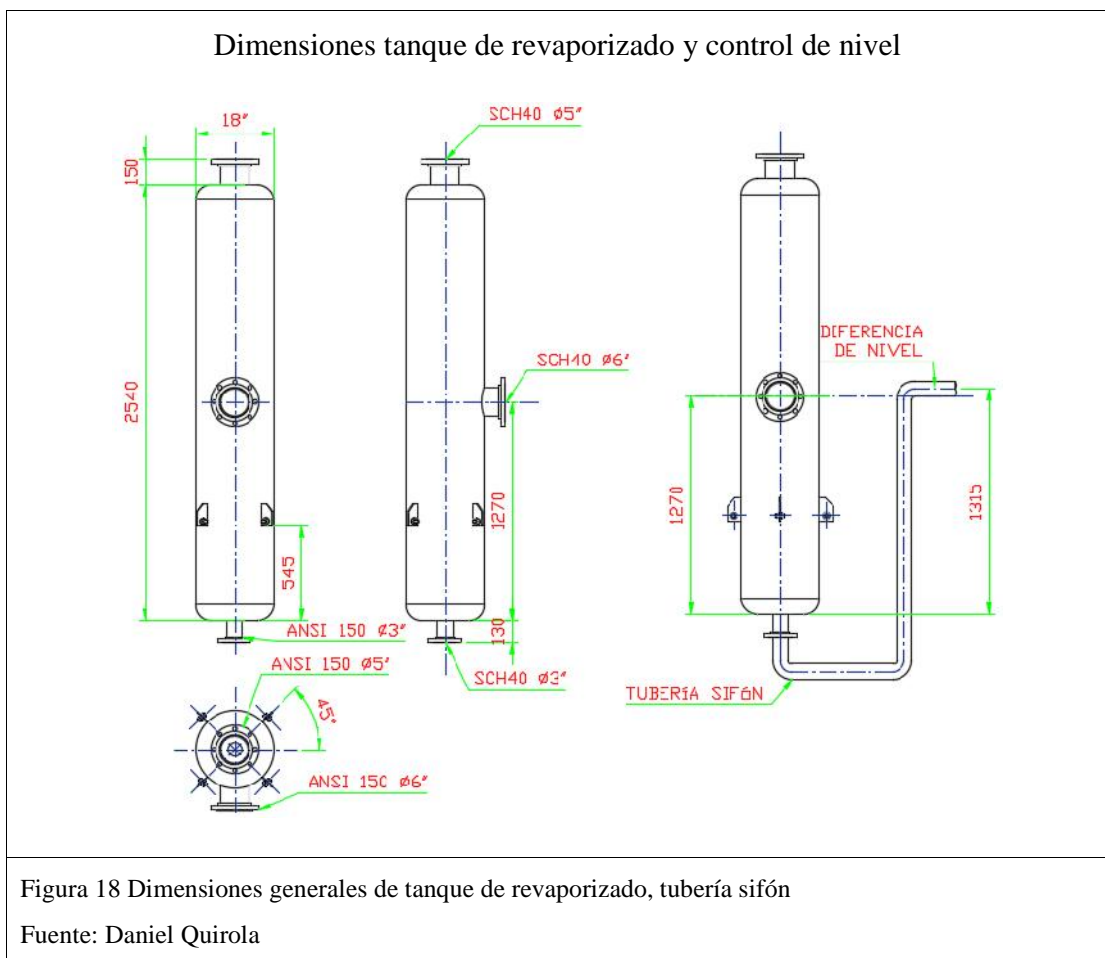
2.3 Dimensionamiento del tanque de revaporizado.

Se utilizará de referencia el nomograma de dimensionamiento de tanques de revaporizado de la figura 17 y los datos del sistema (presión de ingreso: 8.3 bar; presión de revaporizado deseada: 0.2 bar; Caudal de purga = 600 kg/h):



Se proyecta la compra de nuevas calderas en la planta, por lo que, para fines prácticos de implementación, se sobredimensionará el tanque a uno de 0.055 m³ (FV18), debido al posible exceso de capacidad y por evitar la compra de un tanque diferente.

Las dimensiones se detallan en la figura 18. Para asegurar un nivel de estabilización se considera una tubería tipo sifón para la acumulación de agua cuya descarga esté ubicada cerca del nivel de alimentación del tanque.



2.3.1 Selección de espesores de lámina según ASME VIII

Para el dimensionamiento de los espesores se considerará la presión máxima de entrada de las purgas laterales aumentada en 206.8 kPa (1034.21 kPa), según el código ASME

VIII. Teniendo la expresión para el espesor del cuerpo cilíndrico según el apartado UG-27 de ASME VIII Div.1:

$$t = \left(\frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0.6 \cdot P} + C.A. \right) \cdot 1000 \quad [E \ 2.1]$$

Donde:

t = Espesor de placa [mm]

P = Presión de diseño [1034.21 kPa]

R = Radio de cilindro [0.2286 m]

S = Esfuerzo de fluencia del material [SA 516Gr. 70, recomendado por ASME II, disponible en el mercado nacional: 120.66 MPa]

E = Eficiencia de junta [adimensional: 0.7 para junta empalmada]

$C.A$ = corrosión admisible [0.003 m]

Se consideran tapas tori-esféricas, calculando el espesor según la ecuación del apartado UG-27 de ASME VIII Div.1 (ecuación 2.2) y utilizando los mismos factores que la ecuación 2.1:

$$t = \left(\frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} + C.A. \right) \cdot 1000 \quad [E \ 2.2]$$

El esfuerzo transversal se calcula a partir de la presión de diseño, el diámetro del cilindro y el espesor de pared:

$$S_1 = \frac{P \cdot D}{4 \cdot t} < S \quad [E \ 2.3]$$

Donde:

S_1 = Esfuerzo transversal [kPa]

D = Diámetro interno del tanque [0.457 m]

De igual manera el esfuerzo longitudinal:

$$S_2 = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} < S \quad [E \ 2.4]$$

Donde:

S_2 = Esfuerzo longitudinal [kPa]

Validando así el material y espesor escogidos para el cuerpo y las tapas. En la tabla 5 se detallan los resultados de las ecuaciones mencionadas:

Tabla 5: Especificaciones técnicas de tanque de revaporizado

Descripción	Ecuación	Resultado	Unidades
Espesor de cuerpo cilíndrico	$t = \left(\frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0.6 \cdot P} + C.A. \right) \cdot 1000$	6	mm
Espesor de tapas tori-esféricas	$t = \left(\frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} + C.A. \right) \cdot 1000$	6	mm
Esfuerzo transversal	$S_1 = \frac{P \cdot D}{4 \cdot t} < S$	20815,76	kPa
Esfuerzo longitudinal	$S_2 = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} < S$	41631,52	kPa

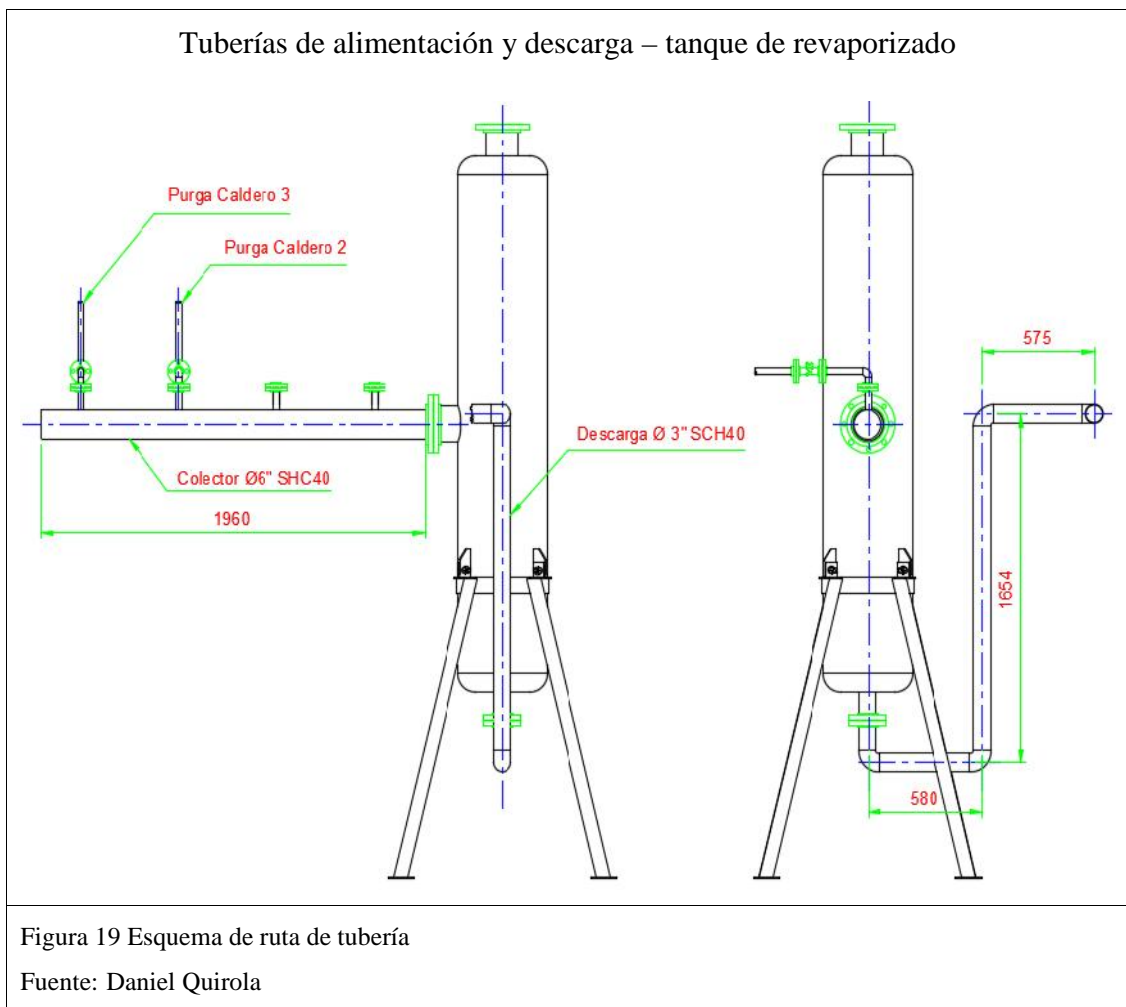
Nota: Los resultados de los espesores fueron aproximados al más cercano (mayor), disponible en el mercado.

Fuente: Daniel Quirola

2.3.2 Tuberías de entrada e interconexión

Como se observa en la figura 18, para el correcto funcionamiento del tanque de revaporizado es necesaria una toma de alimentación, una descarga inferior para el condensado y una descarga superior para el venteo del vapor flash generado.

Se considera una velocidad máxima de 10 m/s de alimentación, en la descarga de condensado, 2 m/s (Purgas de Caldera, 2003), y en el caso del venteo: 15 m/s (Guía de Referencia Técnica - Distribución de Vapor, 2006). En la figura 19 se visualiza la configuración de tuberías del tanque:



2.3.2.1 Diámetro de tubería de alimentación

Una vez obtenida la cantidad de purga que se alimentará al tanque, con una caída de presión máxima de 241.32 kPa (35 psi), debido a la expansión del diámetro de 1" SCH 40 al colector y por la longitud de tubería, se determina el diámetro hidráulico necesario en la tubería de colección de partiendo de la ecuación de la energía determinando las pérdidas de trazado:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_a - h_L = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \quad [E 2.5]$$

$$h_L = 26.18 \text{ m}$$

Donde:

P_1, P_2 = Presión en el punto 1 y 2 [en ambos puntos: 241.32 kPa]

z_1, z_2 = Diferencia de altura respecto al nivel de referencia [al eje: 0 m]

γ = Peso específico del fluido [agua a 90 °C = 9.216 kN/m³]

v_2, v_1 = velocidad lineal de fluido. [igual en ambos puntos: 0 m/s]

h_a = energía entregada al fluido [entregado por una bomba: 0 m]

h_L = pérdidas de energía en el trazado (se considerarán sólo las pérdidas mayores por longitud de tubería).

En la ecuación experimental de Swamee-Jain (ecuación 2.6), después de determinar la pérdida debido a la fricción, el diámetro mínimo necesario de la tubería será (Mott, 2006):

$$D_t = 0.66 \cdot \left[\varepsilon^{1.2} \left(\frac{L \cdot Q^2}{g \cdot h_L} \right)^{4.7} + \nu \cdot Q^{9.4} \left(\frac{L}{h_L} \right)^{5.2} \right]^{0.0} \quad [E \ 2.6]$$

$$D_t = 0.1528m \approx 6" S \quad 40$$

Donde:

D_t = Diámetro hidráulico de la tubería, [m]

ε = Rugosidad de la tubería, [$4.6 \cdot 10^{-5}$ m]

L = longitud total de tubería, [1.96 m]

\dot{V} = Caudal, [$1.663 \cdot 10^{-4} \frac{m^3}{s}$]

g = Gravedad, [$9.8 \frac{m}{s^2}$]

ν = Viscosidad cinemática del agua, [$3.35 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}$]

2.3.2.2 Diámetro de tubería de vapor flash

La expresión que determina el porcentaje de vapor flash generado en cada descarga de condensado a una presión menor es:

$$\%V = F \cdot h = \frac{h_{f \rightarrow d} - h_{f \rightarrow r}}{h_{f \rightarrow r}} * 100 \quad [E \ 2.7]$$

Donde:

$h_{f \rightarrow d}$: entalpía de agua saturada a presión manométrica de descarga, [726.85 kJ/kg]

$h_{f \rightarrow r}$: entalpía de agua saturada a presión manométrica de revaporizado, [380.66 kJ/kg]

$h_{f \rightarrow r}$: calor latente de saturación a presión manométrica de revaporizado,
[2280.3 kJ/kg]

Interpretándose que el 16 % del caudal de purga se transforma a revaporizado (vapor flash) a 0.2 bar de presión, resultando un total de 96 kg/h de vapor. Determinando el caudal del vapor (ecuación 2.8):

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\delta} \quad [E \ 2.8]$$

$$\dot{V} = 0.063 \frac{m^3}{s}$$

Donde:

\dot{m} = Flujo másico, [0.0267 kg/s]

δ = densidad, [0.417 kg/m³]

Para mantener las condiciones de salida del vapor se considera una pérdida mínima de presión, el coeficiente de fricción de la tubería de acero AISI SCH40 e igualando la velocidad en las ecuaciones 2.9 y 2.10, despejando el diámetro de la tubería:

$$\Delta p = \frac{\mu \cdot L \cdot v^2}{2 \cdot d_i} \quad [E \ 2.9]$$

$$v = \frac{\dot{m}_s}{\pi \cdot \frac{d_i^2}{4}} \quad [E \ 2.10]$$

Donde:

Δp = Variación de presión del vapor admisible [0.001 psi]

μ = coeficiente de fricción de la tubería [0.036]

$$L = [4.49 \text{ m}]$$

v = velocidad en la tubería [en m/s]

d_i = diámetro interno de la tubería

Resultando un diámetro hidráulico interior semejante al de la tubería de 5" SCH40 a una velocidad de 2.9 m/s.

2.3.2.3 Diámetro de la tubería de descarga

Una vez determinado el caudal de vapor flash (0.063 m³/s), el restante será el condensado que alimentará al tanque de mezcla a temperatura de saturación correspondiente a 1.2 bara. Para calcularlo se utiliza la densidad del agua a estas condiciones (90 °C y 0.2 bar). Según el teorema de Toricelli se determinará la velocidad de descenso máxima, la cual debe oscilar entre los 2 y 5 m/s (Mott, 2006):

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot \left(h + \frac{v_0^2}{2 \cdot g} \right)} \quad [E \ 2.11]$$

$$v = 4.95 \text{ m/s}$$

Dónde:

v = velocidad de fluido, [m/s]

g = gravedad [9.81 m/s²]

h = altura de fluido [1.25 m]

v_0 = velocidad inicial [0 m/s]

$$A = \frac{\dot{V}}{v} = \frac{\dot{m}/\delta}{v} \quad [E \ 2.12]$$

$$A \approx 29.2 \text{ m}^2$$

Donde:

$$\dot{m} = 0.139 \text{ kg/s}$$

$$\delta = 961.03 \text{ kg/m}^3$$

$$v = 4.95 \text{ m/s}$$

El tamaño mínimo de la tubería sería de ½" SCH 40. Por motivos de implementación de futuras calderas se utilizará un diámetro de 3" SCH 40.

2.3.3 Bastidor de tanque de revaporizado

Para el soporte y anclaje del tanque se diseñará un bastidor sencillo y su dimensionamiento se realizará a partir de un programa CAD.

En la figura 20 se visualiza al bastidor con la simulación estática de cargas correspondientes: presión de ingreso de purgas (827.37 kPa), peso del fluido y peso del tanque con la configuración establecida en la figura 2.5 con los espesores calculados.

En el anexo 4 se muestran las dimensiones y el montaje del mismo.

Como se puede observar en la escala colorimétrica de la figura 20, los esfuerzos máximos y mínimos se encuentran en las placas de sujeción y el cuerpo del tanque.

Dos tensores fabricados en perfil laminado en frío (ángulo de 90°) soportarán el esfuerzo alternantemente de acuerdo al momento generado por el ingreso de las purgas a presión.

Bastidor de tanque revaporizado – simulación estática de carga

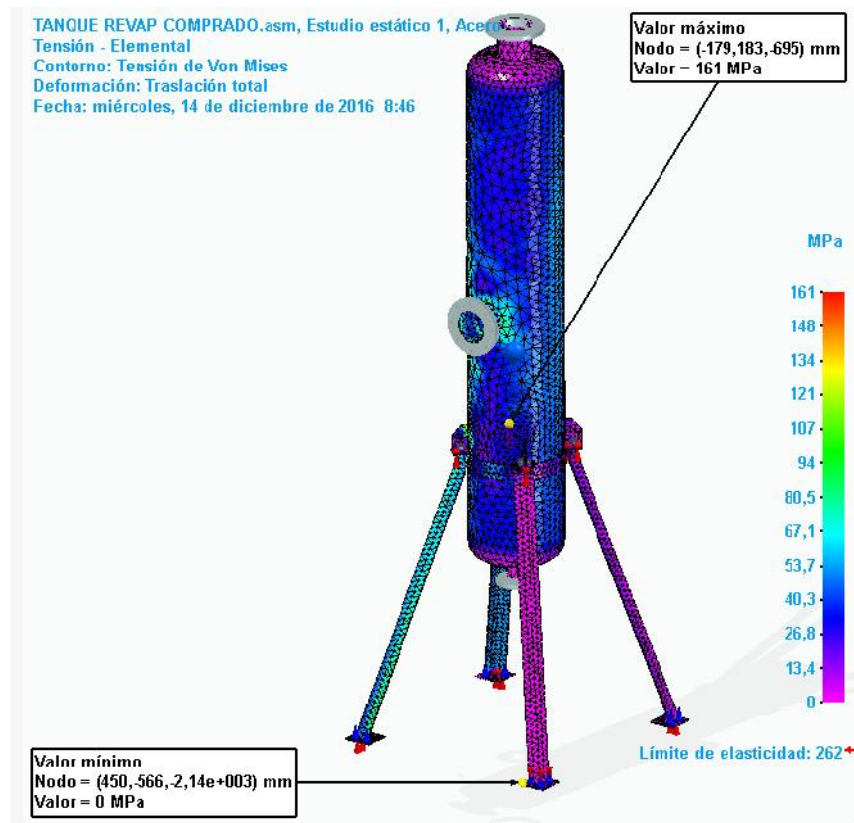


Figura 20 Simulación estática de carga, visualización de esfuerzos en diagrama de colorimetría

Fuente: Daniel Quirola

2.4 Verificación de espesor de tanque acumulador de venteos

Como se observa en la figura 16, todos los venteos se acumulan en un tanque. Debido a que almacenará vapor y condensados a una temperatura que oscila entre 85 y 90 °C, para evitar la corrosión es ideal utilizar como material base acero inoxidable 304 o 316 por su alta resistencia y composición.

Para ahorrar costos, se reutilizará un tanque descartado de 4 m³ de capacidad utilizado previamente en almacenar sosa caustica, en la figura 21 se visualiza el tanque a recuperar con sus respectivas dimensiones.

Tanque de recuperación de venteos

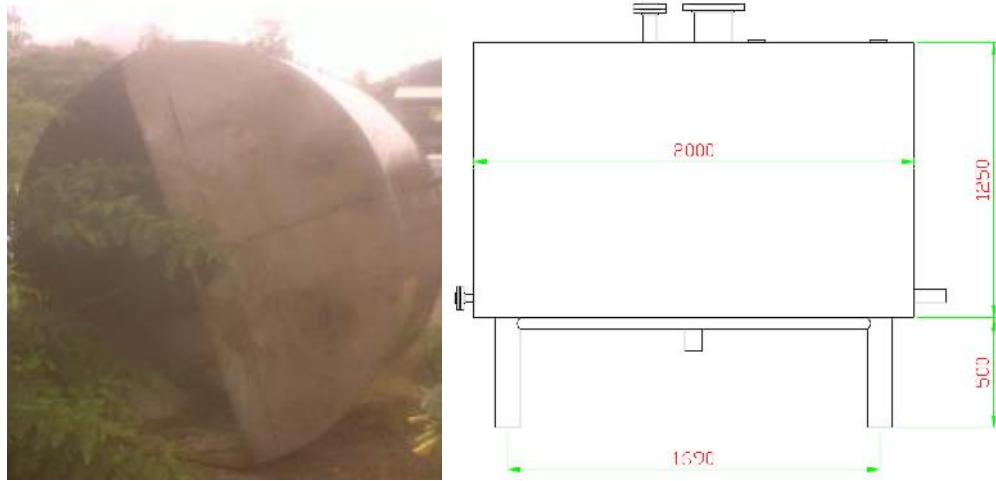


Figura 21 Tanque a recuperar

Fuente: Daniel Quirola

2.4.1 Especificaciones técnicas de tanque recuperado 1

El tanque cuenta con las siguientes características:

- Cuerpo de acero inoxidable 304 espesor de 3 mm y tapa inferior de 6 mm.
- Envoltura reforzada por nervios de tubería y ángulo de acero inoxidable 304.
- Recubrimiento polimérico interno (para protección del acero a la corrosión debido a la sosa cáustica).
- Diámetro: 2 m; altura: 1.25 m; capacidad: 4 m³.

2.4.2 Verificación por cálculo de esfuerzos admisibles según ASME VIII

Para la verificación del espesor del tanque existente se considerará una columna de condensado superior al metro de altura y una presión de 0.2 bar interna (presión aproximada de ingreso de vapor flash al tanque).

En el cálculo se utilizarán las ecuaciones de “Selección de espesores de lámina según ASME VIII” (no se considera corrosión admisible debido a las propiedades del material base):

$$t = \left(\frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0.6 \cdot P} + C.A. \right) \cdot 1000$$

Para el espesor del cuerpo, utilizando la ecuación 2.1 con los datos del tanque (S=200 kPa, R= 1 m, P= 0.2 bar).

En las tapas (planas soldadas a lo largo del diámetro):

$$t = D_i \sqrt{C / S} \cdot 1000 \quad [E .2.13]$$

$$t \approx 6 \text{ m}$$

Donde:

D_i = Diámetro interno del tanque [m]

C = Relación de espesor de pared mínima ($t_s = 2$ mm) y real de cilindro ($t_r = 3$ mm)

con un valor mínimo de 0.2, corresponde a la ecuación:

$$C = 0.33 \frac{t_r}{t_s} \quad [E .2.14]$$

Posteriormente, se verifican los esfuerzos principales con las ecuaciones 2.4 y 2.5 con las condiciones del tanque (P = 0.2 bar, D = 2 m, $t_1 = 2$ mm, $t_2 = 6$ mm)

Comprobándose la adecuada configuración del tanque para la aplicación seleccionada.

La tabla 6 muestra el resumen de los datos obtenidos.

Tabla 6: Especificaciones técnicas - tanque de acumulación de venteos

Descripción	Ecuación	Resultado	Unidades
Espesor de cuerpo cilíndrico	$t = \left(\frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0.6 \cdot P} + C.A. \right) \cdot 1000$	2	mm
Espesor de tapas planas (junta perimetral)	$t = D_i \sqrt{CP/SE} \cdot 1000$	6	mm
Esfuerzo transversal	$S_1 = \frac{P \cdot D}{4 \cdot t} < S$	2587.5	kPa
Esfuerzo longitudinal	$S_2 = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} < S$	1810.97	kPa

Nota: Los resultados de los espesores fueron aproximados al más cercano (mayor), disponible en el mercado.

Fuente: Daniel Quirola

2.4.3 Determinación de caudal aportado de condensado y vapor flash

El objetivo del tanque es acumular los venteos y los condensados generados durante el transporte del vapor flash. Las bombas de condensado, el tanque de revaporizado de purgas laterales (calderas pirotubulares y Clayton) y el tanque de precalentamiento, alimentan al tanque.

Una de las funciones principales del tanque es evitar la contaminación del agua a calentarse, almacenando el flujo de condensado que puede pasar por las tuberías de vapor flash al darse un mal funcionamiento debido a su concentración de óxido ferroso, eludiendo la posibilidad de mancha en la tela. Así, lo más recomendable es recuperar este condensado hacia los tanques acumuladores de condensado para la alimentación de las calderas.

Para determinar el aporte de los venteos se utilizará la ecuación 2.7 y 2.8 en el tanque de revaporizado de purga lateral de la caldera Clayton, así como la velocidad máxima de

15 m/s para calcular el aporte de vapor del tanque diario de precalentamiento de la caldera Clayton. La tabla 7 contiene el resumen de los aportes al tanque:

Tabla 7: Resumen de vapor flash aportado al tanque

Sección	Proceso	Cálculo de vapor		
		% de vapor flash generado	Flujo másico de vapor [kg/s]	Caudal volumétrico de vapor [m ³ /s]
Calderas	Revaporizado	0,16	0,027	0,063
	Clayton (revaporizado)	0,16	0,014	0,033
	Clayton (precalentamiento)	-----	0,051	0,120
Preparación tejeduría	Tinturadora	0,11	0,062	0,091
	Engomadora Prashant	0,11	0,026	0,037
	Engomadora Benninger	0,11	0,025	0,036
	Mercerizadora (Lavado)	0,11	0,034	0,049
Acabados	Sanforizadora No 2	0,11	0,011	0,016
	Sanforizadora No 1	0,11	0,026	0,037
	Sanforizadora No 3	0,11	0,008	0,012
	Lavadora	0,11	0,031	0,045

Nota: Los caudales varían mientras las máquinas llegan a su punto operativo medio

Fuente: Daniel Quirola

- Tanque de revaporizado de la purga lateral de la caldera Clayton (flujo másico y caudal de vapor flash a partir de las ecuaciones 2.7 y 2.8, en Clayton):

$$\%V \quad F \quad h = 16\%$$

$$\dot{m} \approx 0.01408 \frac{k}{s}$$

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\delta} = \frac{0.01408 k}{0.417 k} \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{V} = 0.033 \frac{m^3}{s}$$

- Para el Tanque de precalentamiento, despejando \dot{V} de la ecuación 2.12 y \dot{m} de ecuación 2.8 (tanque diario Clayton, tubería de descarga 4" SCH40, $V= 15$ m/s, $\delta = 0.417$ kg/m³):

$$\dot{V} = 0.1232 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{m} = \dot{V} \cdot \delta$$

$$\dot{m} = 0.0514 \frac{k}{s}$$

El sumatorio total de todos los caudales y flujos volumétricos de vapor flash detallados en la tabla 7 será la acumulación de venteos total que tendrá el tanque:

$$\sum \dot{m}_v = 0.315 \frac{k}{s}$$

$$\sum \dot{v}_v = 0.537 \frac{m^3}{s}$$

2.4.4 Dimensionamiento de tanque de concreto para mezcla

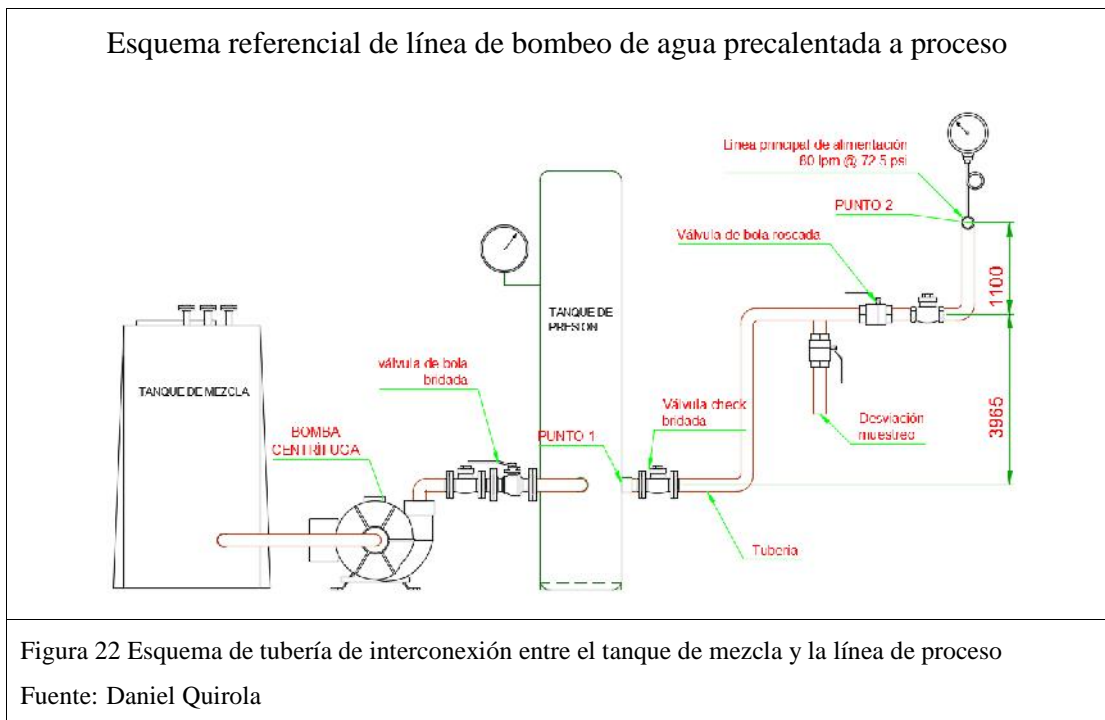
El objetivo de este tanque es inyectar el vapor flash del tanque de acumulación en agua fría tratada, proveniente de la cisterna de acabados, mezclada con los condensados disponibles (purga lateral de la caldera Clayton, tanque de revaporizado de purgas laterales).

2.4.5 Dimensionamiento de capacidad de tanque

Para el dimensionamiento se considerará el aporte de todos los condensados (tanque de revaporizado de purgas y tanque de revaporizado caldera Clayton), agua tratada y la condensación de los venteos al inyectarse por las flautas bajo el nivel del agua.

Objetivamente, con los caudales aportados, se pretende precalentar el agua, mínimo a 35 °C y superar los 0.00133 m³/s (80 lpm), en un 12.5 % para asegurar que el llenado del tanque será mayor a la demanda.

En la figura 22 se representa un esquema del bombeo del tanque hacia la alimentación principal de los intercambiadores de calor.



La consideración principal para dimensionar el volumen interno del tanque es la necesidad de almacenar mínimo 1 hora de agua precalentada para servicio del proceso sin alimentación de condensados y agua tratada:

$$V_t = T \cdot \dot{V} \quad [E .2.15]$$

$$60m \cdot \frac{0.08m^3}{m} = 4.8m^3$$

Considerando un 4 % adicional de volumen para poder realizar una inspección de nivel y tener holgura en la desactivación del aporte de agua fría, se obtiene un tanque de 5 m³ de capacidad.

2.5 Dimensionamiento de tanque de presión

Posterior al tanque de mezcla donde el agua tratada ganará calor, se realizará el bombeo hacia un tanque de presión, el mismo que funcionará de suministro mientras la bomba del tanque de mezcla esté apagada.

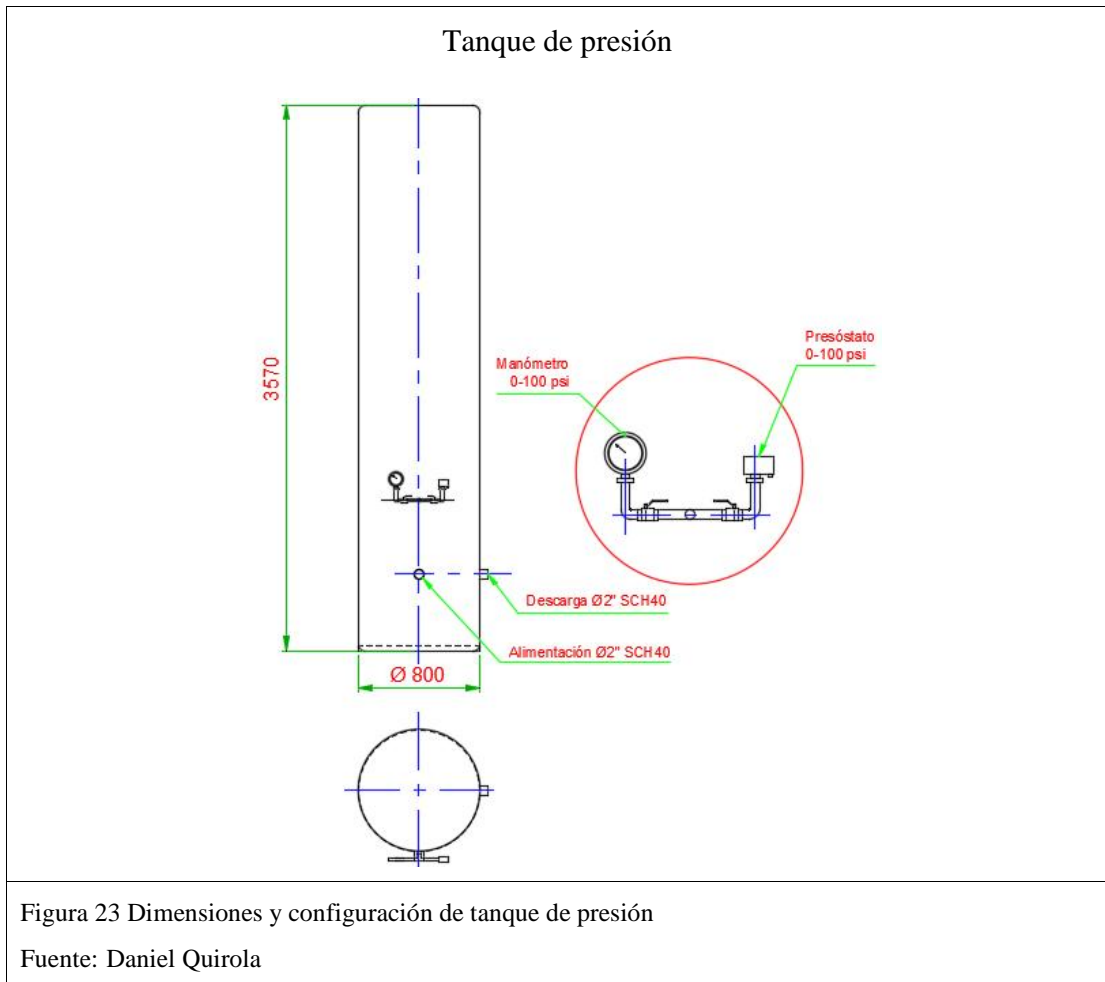
La presión interna máxima necesaria del tanque se calculará a partir de las condiciones que debe tener en la línea de alimentación a los intercambiadores de calor (figura 16). En la figura 22 se muestra un esquema referencial de la línea de bombeo y los requisitos mínimos de servicio: 0.00133 m³/s (80 lpm), a 5 bar de presión.

2.5.1 Especificaciones técnicas de tanque recuperado 2

Las dimensiones generales y configuración se muestran en la figura 23:

- Cuerpo de acero al carbono ASTM A36 espesor de 4 mm y tapas de 6 mm.
- Recubrimiento de pintura externo (para protección del acero a la corrosión ambiental).
- Diámetro: 0.8 m, altura: 3.57 m, capacidad: 1.8 m³
- Para controlar la presión se implementará un interruptor de presión que encenderá y apagará la bomba de alimentación.
- Para visualizar la presión interna se implementará un manómetro (de 0 a 7 bar)

- Una toma de descarga para purga del tanque cuando sea necesario el mantenimiento o desconexión del sistema.



2.5.2 Verificación por cálculo de esfuerzos admisibles según ASME VIII

Se utilizarán las ecuaciones: 2.1, 2.2, 2.3 y 2.4 para verificar las características del tanque con las especificaciones mencionadas en cada punto. La presión que utilizará el tanque será la necesaria en la línea de alimentación debido a que el sistema no cuenta con la obstrucción del fluido. Posterior a los intercambiadores de calor cuenta con un caudalímetro y válvulas solenoides proporcionales por lo que la bomba será la que

proporcione la presión del sistema ($S = 248211.33$ kPa, $E=0.7$, $P=706.7$ kPa, $R=0.4$ m, $D=0.8$ m, $t_2= 4$ mm), en la tabla 8 se resumen los resultados de las ecuaciones:

Tabla 8: Especificaciones técnicas de tanque de presión

Descripción	Ecuación	Resultado	Unidades
Espesor de cuerpo cilíndrico	$t = \left(\frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0.6 \cdot P} + C.A. \right) \cdot 1000$	5	mm
Espesor de tapas tori-esféricas	$t = \left(\frac{P \cdot R}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} + C.A. \right) \cdot 1000$	4	mm
Esfuerzo transversal	$S_1 = \frac{P \cdot D}{4 \cdot t} < S$	29415,25	kPa
Esfuerzo longitudinal	$S_2 = \frac{P \cdot D}{2 \cdot t} < S$	70896,33	kPa

Nota: Los resultados de los espesores fueron aproximados al más cercano (mayor), disponible en el mercado.

Fuente: Daniel Quirola

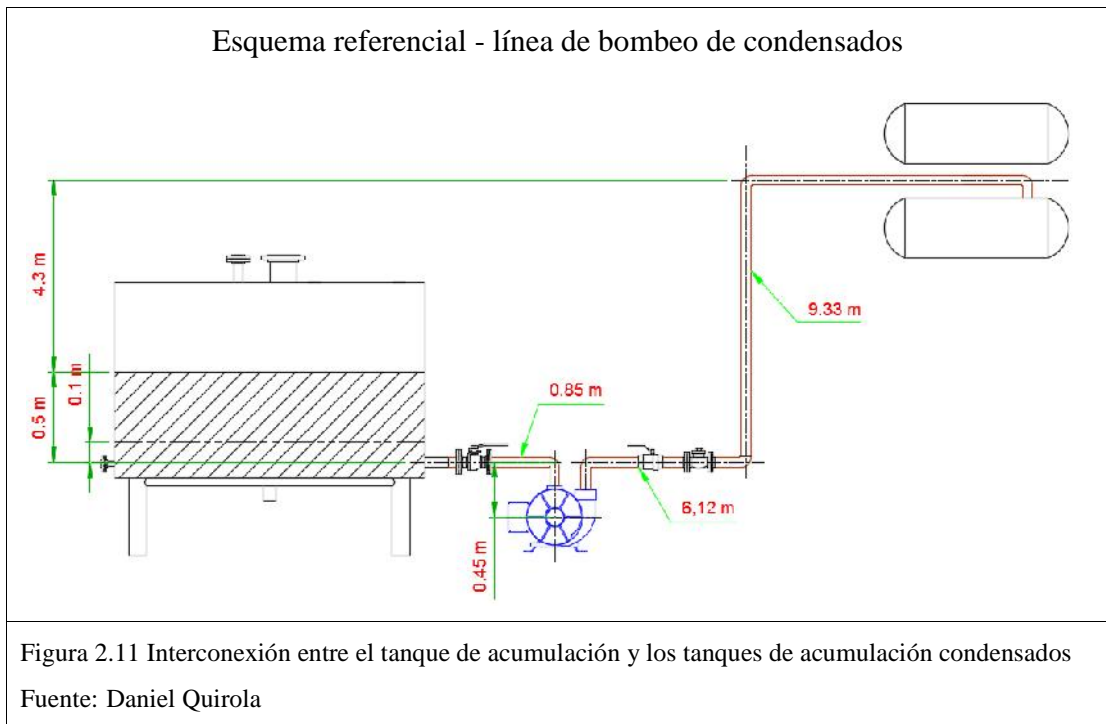
2.6 Selección y dimensionamiento de bombas

Para el correcto dimensionamiento y selección de bombas, se determinará el modelo matemático característico de ambos sistemas (condensados en el tanque de acumulación de venteos y mezcla en el tanque de concreto).

2.6.1 Curva de sistema para condensados

Es el sistema que parte del tanque acumulador de venteos hacia los tanques acumuladores de condensados para la alimentación de calderas (figura 16).

La figura 24 muestra un esquema referencial utilizado para el cálculo de la curva característica:



Se pretende que la acumulación máxima del condensado de vapor alcance los 0.5 m sobre el nivel inferior (nivel de referencia el acople de descarga de bombeo), funcionando esta columna de agua como el máximo a utilizarse y 0.1 m el mínimo.

Se desea que esta columna de agua se vacíe en máximo 3 min de funcionamiento de la bomba. Obteniéndose un caudal de:

$$\dot{V} = \frac{V}{T} \quad [E \ 2.14]$$

$$\dot{V} = 0.00262 \text{ m}^3/\text{s}$$

Donde:

V = Volumen (0.31416 m³)

T = tiempo (120 s)

Debido a que se utilizará mayor energía cuando la columna de fluido disminuya a 0.1 m, esta será la columna de agua referencial del sistema. Aplicando el caudal calculado en la ecuación 2.5 y 2.6 para determinar el diámetro de la tubería necesaria:

P_1, P_2 = Presión en el punto 1 y 2 (Diferencia: 137.89 kPa = 20 psi)

z_1, z_2 = Diferencia de altura respecto al nivel de referencia (alimentación de bomba: 0.55 m y 5.25 m)

γ = Peso específico del fluido (Agua a 85 °C = 9.522 KN/m³)

v_2, v_1 = velocidad lineal de fluido. (velocidades iguales 0 m/s)

h_a = energía entregada al fluido (en m, entregado por la bomba)

ε = Rugosidad de la tubería ($4.6 * 10^{-5}$ m)

L = longitud total de tubería (16.3 m)

\dot{V} = Caudal ($2.62 * 10^{-3} \frac{m^3}{s}$)

ν = Viscosidad cinemática del agua ($3.35 * 10^{-7} \frac{m^2}{s}$)

Con la ecuación de la energía en la tubería de suministro:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_u - h_l = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$h_l = 4.71 \text{ m}$$

h_l = pérdidas de energía en el trazado (se considerarán sólo las pérdidas mayores por longitud de tubería).

Con estos resultados y datos, en la ecuación 2.6:

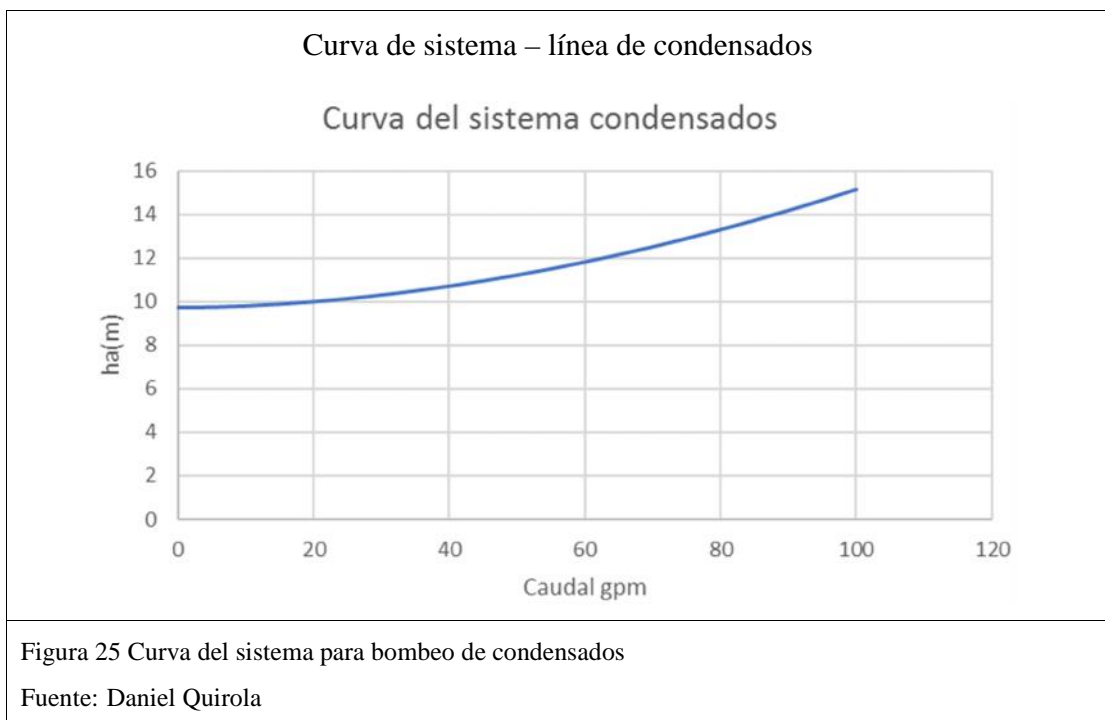
$$D_t = 0.66 \cdot \left[\varepsilon^{1.2} \left(\frac{L \cdot Q^2}{g \cdot h_L} \right)^{4.7} + v \cdot Q^{9.4} \left(\frac{L}{h_L} \right)^{5.2} \right]^{0.0}$$

$$D_t = 0.0518m \approx 2" S \quad 40$$

Objetivamente se debe hallar el cabezal hidráulico “ha” para determinar la potencia de la bomba y encontrar la curva del sistema para seleccionar la bomba a utilizarse, con la ecuación 2.5:

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_u - h_t = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$h_u = 10.24 m$$



En el cálculo de la curva se calcula, con incrementos de caudal, las pérdidas generadas en el sistema y la energía potencial (en m de columna de agua) que debe proveer la bomba a suministrarse. En la figura 25 se representa la curva del sistema.

La potencia necesaria de la bomba se calcula por la siguiente expresión:

$$P = h \cdot \gamma \cdot Q \quad [E 2.15]$$

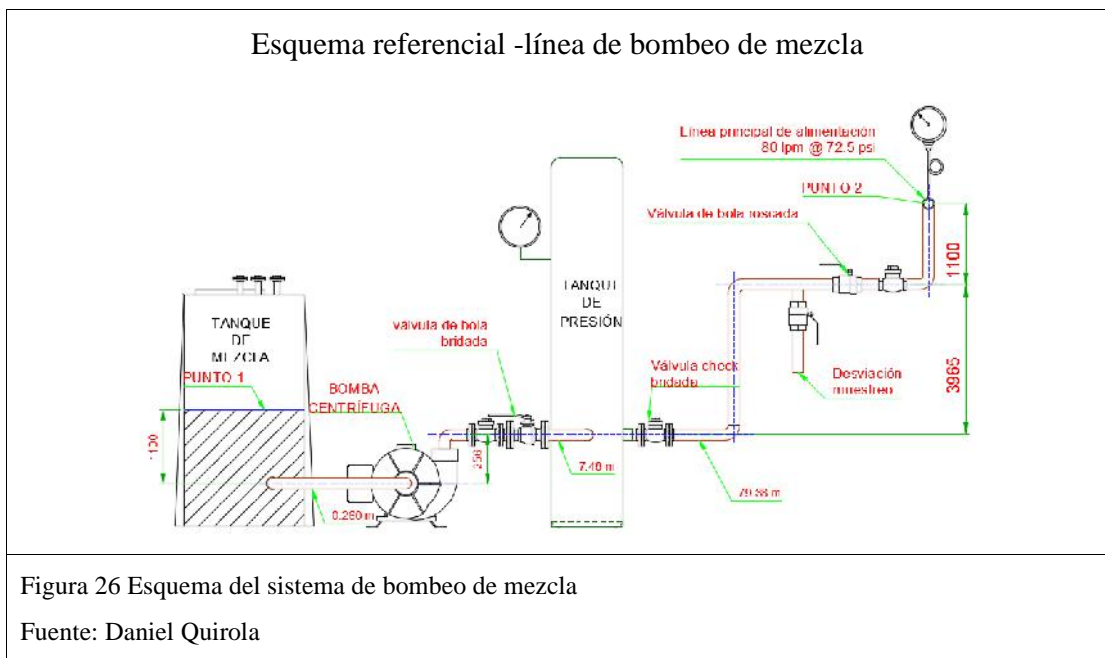
$$P = 0.817 k = 1.09 H$$

Donde:

P = potencia de la bomba

Obteniéndose que la potencia mínima que debe tener el motor de la bomba es de 1 ½ HP debido a que no existe en el mercado un motor de 1.09 HP.

2.6.2 Curva de sistema para mezcla



El sistema de mezcla, mostrado esquemáticamente en la figura 26, contará con la ayuda del tanque de presión para alimentar a la tubería con las condiciones necesarias. De igual forma para el cálculo de la curva del sistema se utilizará las ecuaciones de caudal, energía y pérdidas mayores. El caudal mínimo para la alimentación del tanque de

presión para que se mantenga estático es de 0.00133 m³/s (80 lpm), para aumentar el nivel del tanque de presión rápidamente se considerará un incremento del 25 % en el caudal de alimentación, es decir 0.00167 m³/s (100 lpm). Determinando la tubería con la ecuación 2.12 ($v = 1$ m/s):

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

$$A = 0.00133 \text{ m}^2 = 2" \text{ S} \quad 40$$

Con esta sección se determina la velocidad a la que estará el fluido, utilizando la ecuación de la energía con pérdidas mayores de Hazen-Williams (Mott, 2006), se obtiene la potencia de la bomba con los parámetros del sistema:

P_1, P_2 = Presión en el punto 1 y 2 [0; 482.63 kPa]

z_1, z_2 = diferencia de altura, [alimentación de bomba 0.90m y 5.32m]

γ = Peso específico del fluido [agua a 35 °C = 9.76 kN/m³]

v_2, v_1 = velocidad lineal de fluido, [0, 1.21 m/s]

h_a = energía entregada al fluido, [en m, entregado por la bomba]

L = longitud de tubería [79.38 m]

A = área del diámetro interno de la tubería [0.00216 m²]

C_h = coeficiente Hazen Williams para tubería [100 para acero sin recubrimiento]

R = Radio hidráulico, [en secciones circulares $D/4 = 0.0131$ m]

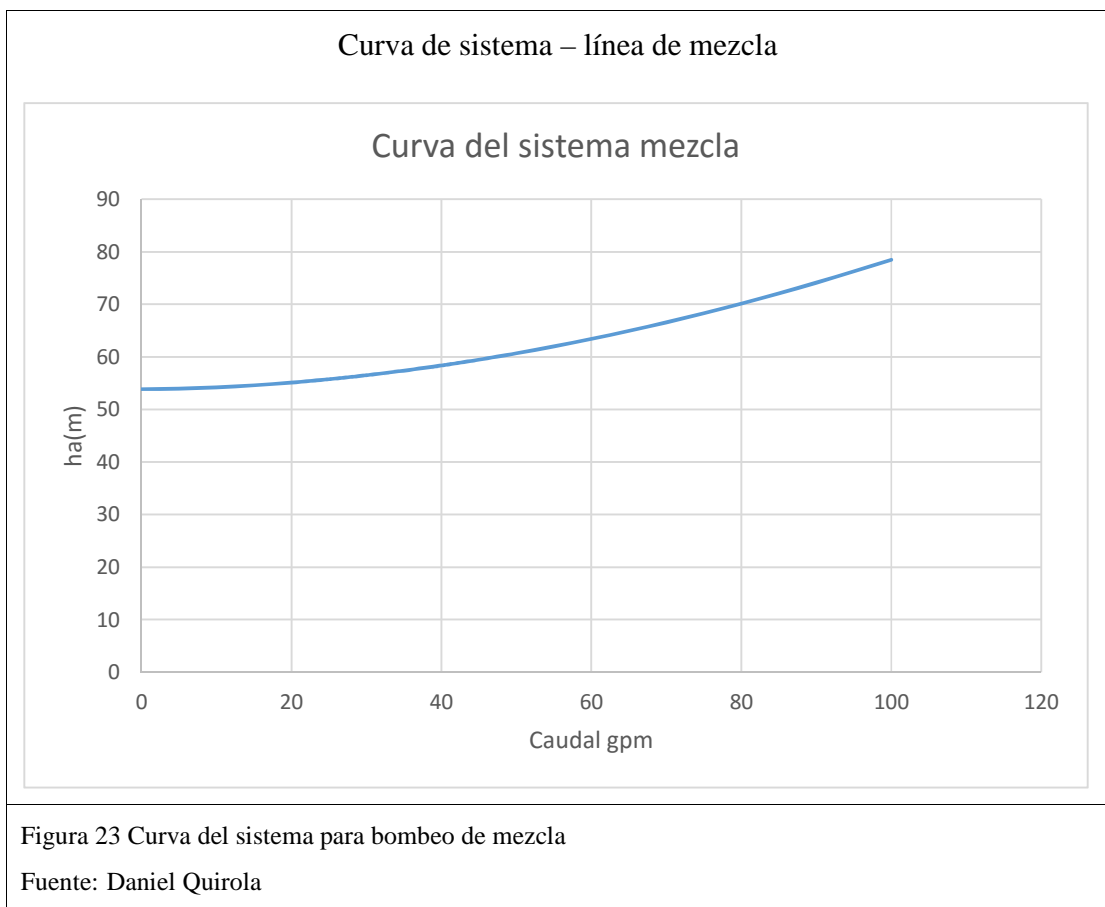
h_l = pérdidas de energía en el trazado [se considerarán sólo las pérdidas mayores]

$$h_t = L \cdot \left(\frac{\dot{V}}{0.85 \cdot A \cdot C_h \cdot R^{0.6}} \right)^{1.8} \quad [E .2.16]$$

$$h_t = 0.972 \text{ m}$$

$$\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} + h_u - h_t = \frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g}$$

$$h_a = 54.92 \text{ m}$$



En la figura 23 se visualiza la curva del sistema. De igual manera, la potencia requerida de la bomba se calcula a través de la ecuación 2.15:

$$P = h_a \cdot \gamma \cdot Q$$

$$P = 1.158 k = 1.55 H$$

La potencia mínima requerida por la bomba es de 2HP debido a que en el mercado no existen motores de 1.55 HP.

2.6.3 Selección de bomba de agua caliente para bombeo de condensados en tanque acumulador de venteos.

En la amplia gama que existen de bombas para el transporte de agua caliente, se seleccionará aquella que cuente con las siguientes características técnicas:

- Electrobomba construida en hierro gris Cl.30.
- Conexión de succión y descarga de 2" NPT.
- Rotor tipo A, cerrado de caudal en hierro, con paso de sólidos de 5 mm
- Obturación por sello mecánico carbón – cerámica de 1.1/4 tipo resorte largo.
- Con casquillo en acero inoxidable AISI 304.

2.6.4 Aplicación de bomba de agua caliente recuperada para bombeo en tanque de mezcla

Para el bombeo de este sistema se considera reutilizar una bomba de eje libre pre-existente que funcionaba en la sección de calderas. Cuenta con las siguientes características técnicas. La curva del sistema parte del manual de usuario (figura 24):

- Construcción en bronce
- Impulsor balanceado hidráulicamente
- Eje fabricado en acero inoxidable 416

Curva de bomba para mezcla

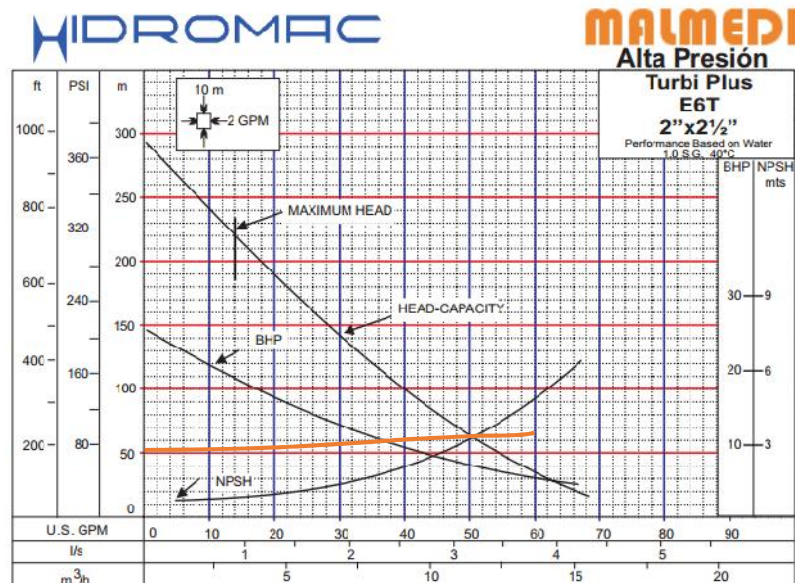


Figura 24 Cruce de curvas de sistema (naranja) y de bomba

Fuente: (Grupo JP calderas, 2016)

2.7 Dimensionamiento de tuberías

2.7.1 Tuberías de vapor flash

Todas las tuberías provenientes de las bombas de condensado tendrán el mismo tamaño de las líneas existentes: 2" SCH40. Las líneas provenientes de la caldera Clayton, al igual que el de su purga lateral, mantendrán el tamaño de fábrica: 4" y 6" SCH40.

El tamaño de la tubería de revaporizado del tanque de purgas está dimensionado en el punto 2.4.2.2, de 5" SCH40.

Las tuberías de intercomunicación entre el tanque de acumulación de venteos y el tanque de mezcla para inyección del vapor se dimensionan a partir de la distribución de todos los caudales en varias tuberías con la velocidad de 15 m/s, para una mejor

distribución y menor velocidad se utilizarán siete en este caso. Utilizando la sumatoria de caudales del punto 2.4.7, se obtiene:

$$\sum \dot{v}_v = \frac{0.55}{8} \frac{m^3}{s}$$

$$\sum \dot{v}_v = 0.0687 \frac{m^3}{s}$$

Interconexión de tanque de mezcla y acumulador de venteos

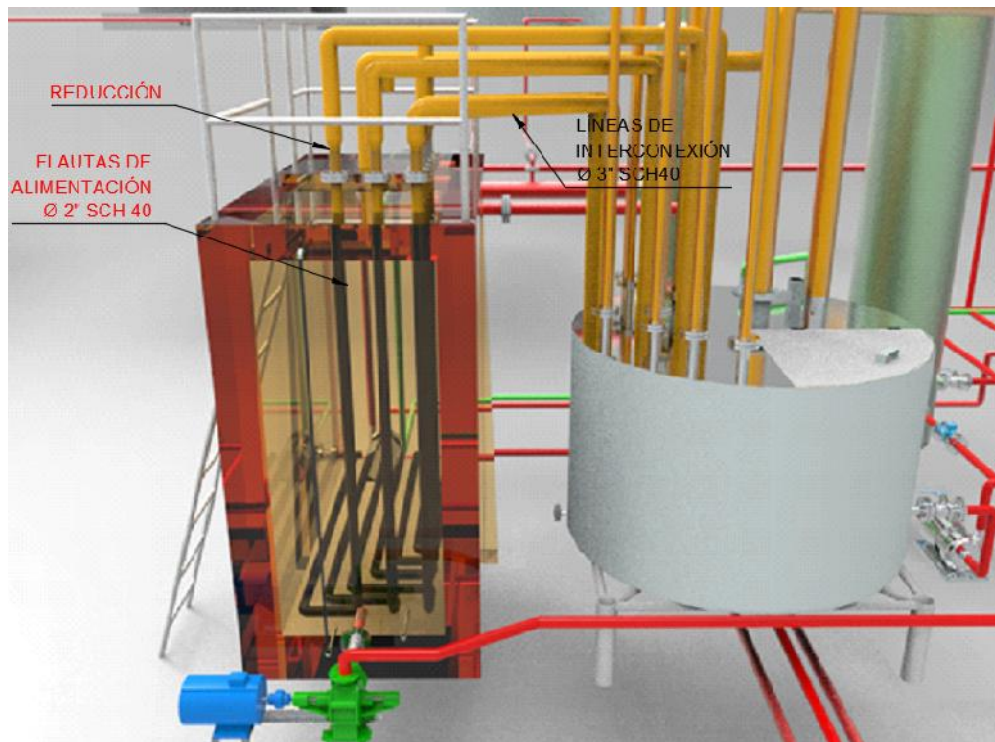


Figura 25 Interconexión de tanques y visualización de flautas inyectoras de vapor flash

Fuente: Daniel Quirola

Con las ecuaciones del vapor (2.9 y 2.10), se obtiene el diámetro de la tubería:

Δp = Variación de presión del vapor admisible, [6.89 kPa]

μ = coeficiente de fricción de la tubería, [0.036]

l = longitud del trazado de tubería, [4.49 m]

v = velocidad de la tubería, [en m/s]

$$D_t = 3" \text{ SCH } 40$$

Para conseguir aumentar la velocidad de inyección, se reducirá el tamaño de la tubería al ingresar al tanque (de 3" a 2" SCH40) con el fin de inyectar el vapor. En la figura 25 se visualiza la distribución de las tomas.

2.8 Selección del sistema de control e instrumentación

Para una adecuada selección de los instrumentos se considerarán las condiciones del agua caliente oscilando entre las temperaturas de trabajo de 35 a 90 °C.

2.8.1 Instrumentación general

El sistema cuenta con:

- Transmisores de presión en los tanques de almacenamiento (acumulación de venteos y mezcla). En el tanque de acumulación de venteos activa la bomba de succión de condensados hacia los tanques acumuladores. En el tanque de mezcla activa la válvula solenoide de alimentación de agua tratada.
- Interruptor de presión (en tanque de presión para encendido y apagado de la bomba del tanque de mezcla).
- Manómetros en el tanque de revaporizado para visualizar la presión interna y en el tanque de presión para visualización de presión interna y calibración del interruptor de presión.

2.8.2 Circuito de potencia y control

En la figura 26 se encuentra el diagrama de ambos circuitos para el funcionamiento del sistema con las condiciones mencionadas en el punto anterior:

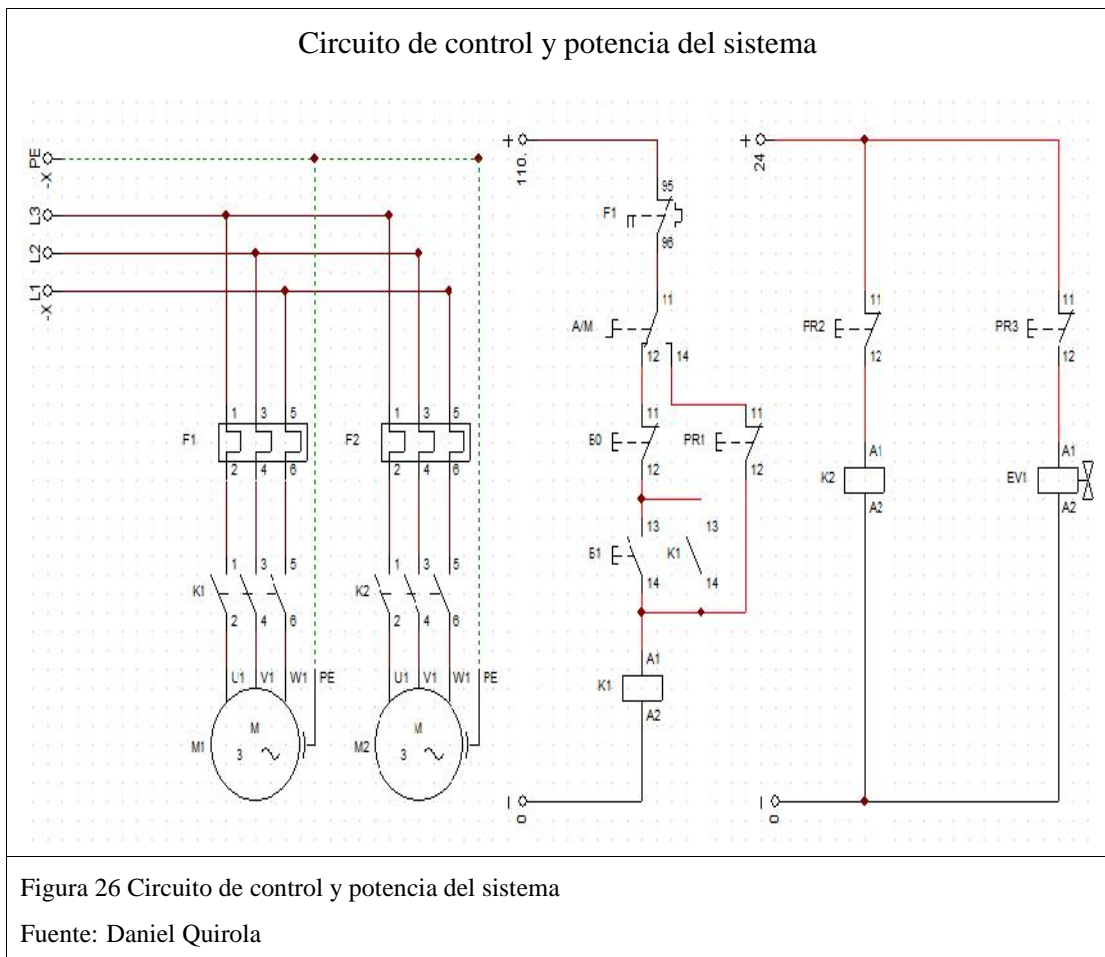


Figura 26 Circuito de control y potencia del sistema

Fuente: Daniel Quirola

Para los motores de las bombas se consideran relés térmicos y contactores, al igual que para los transmisores de presión se considera un UPS con regulación de voltaje y amperaje (24V 0-32mA).

Los transmisores de presión controlarán el encendido y apagado de la bomba de condensados, y la válvula solenoide de alimentación de agua tratada interpretando los

niveles de los tanques, mientras que el presóstato controlará el bombeo del tanque de presión.

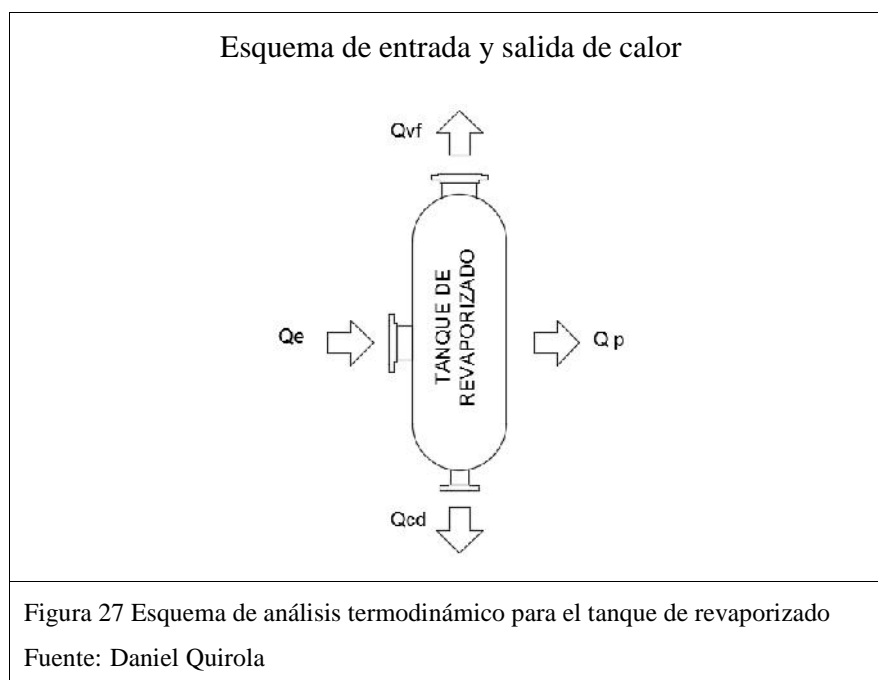
2.8.3 Diagrama de instrumentación y control del sistema.

En el anexo 5, se visualiza las interconexiones del sistema con las líneas de flujo, muestra el diagrama de instrumentación y control del sistema con los respectivos sensores.

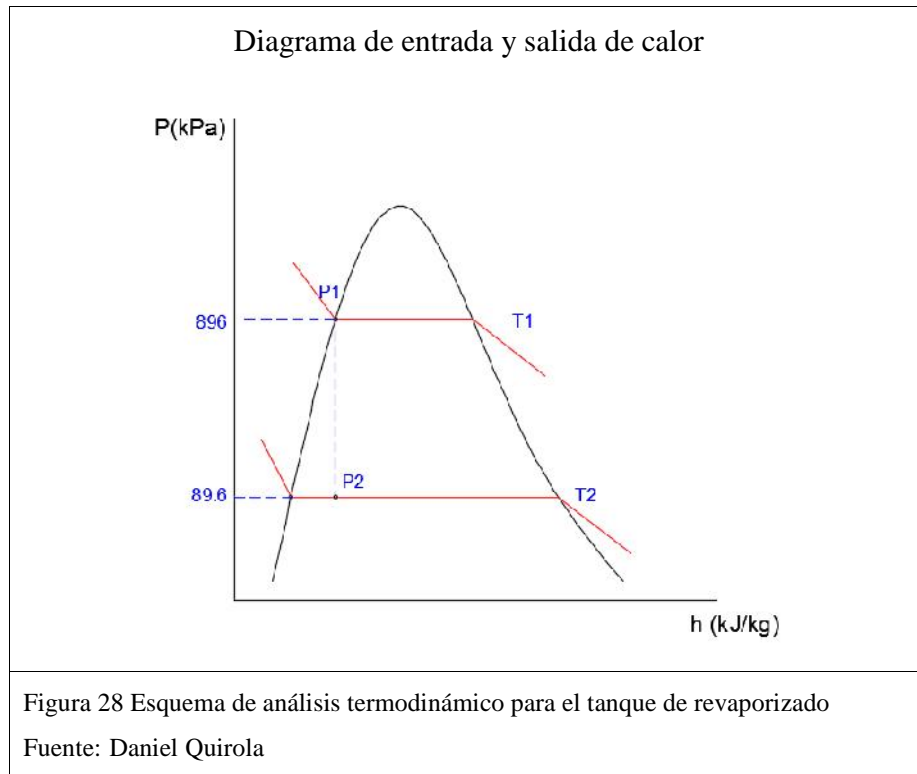
2.9 Determinación de calor teórico aportado por el sistema

El objetivo principal de este proyecto es el precalentamiento de agua de proceso, por lo tanto, el siguiente análisis se realizará a partir de los caudales de aporte (Vapor flash, condensados, agua limpia). Se analizará cada sistema aislado para determinar el calor disponible y sus respectivas pérdidas.

2.9.1 Calor aportado por tanque de revaporizado



En la figura 27 está esquematizado el tanque de revaporizado con el calor de las purgas o entrante (Q_e), calor del revaporizado (Q_{vf}), y condensado de purga (Q_{cd}), disponibles y el perdido hacia el ambiente (Q_p). El proceso que se da al interior del tanque de revaporizado se ilustra en la figura 28:



Las pérdidas de calor se darán por la pared del tanque al igual que por convección en su superficie externa y radiación al ambiente. Realizando el balance térmico con el calor de entrada (purgas) y los de salida (condensado, vapor flash):

$$Q_e = Q_s \quad [E \ 2.17]$$

$$Q_e = Q_v + Q_c$$

Donde:

Q_e = Calor entregado, [kW]

Q_v = Calor del vapor flash, [kW]

Q_c = Calor del condensado de purgas, [kW]

El condensado aporta calor sensible, mientras que el vapor flash aporta calor latente. En la recuperación de calor, la totalidad de energía recuperada es calculada como si el flujo másico aportado fuese calentado desde la temperatura ambiente (21.3 °C en promedio anual para Quito). Para ambos, se utiliza la expresión:

$$Q = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad [E \ 2.18]$$

Donde:

Q = calor, [kW]

\dot{m} = Flujo másico, [kg/s]

h = Entalpía, [kJ/kg]

C_p = Calos específico, [kJ*kg/°C]

T = Temperatura, [°C]

Para el flujo de condensado y revaporizado, según el punto 2.4.2.2 y 2.4.2.3, las condiciones serán: ($\dot{m}_v = 0.0266$, $\dot{m}_c = 0.1394$ [kg/s]; $T_{1cd} = 21.3$, $T_{2cd} = 118.3$ [°C]; $h_{fvf2} = 741.72$, $h_{fvf1} = 403.75$ [kJ/kg]; $C_p = 4.25$ kJ/kg °K), resultando:

Condensado:

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot c_p \cdot \Delta T_{cd}$$

$$Q_c = 56.52 \text{ k}$$

Vapor flash:

- Calor sensible:

$$Q_{v\ 1} = \dot{m}_v \cdot c_p \cdot \Delta T_v$$

$$Q_{v\ 1} = 10.78\ k$$

- Calor latente:

$$Q_{v\ 2} = \dot{m}_v \cdot \Delta h_v$$

$$Q_{v\ 2} = 9\ k$$

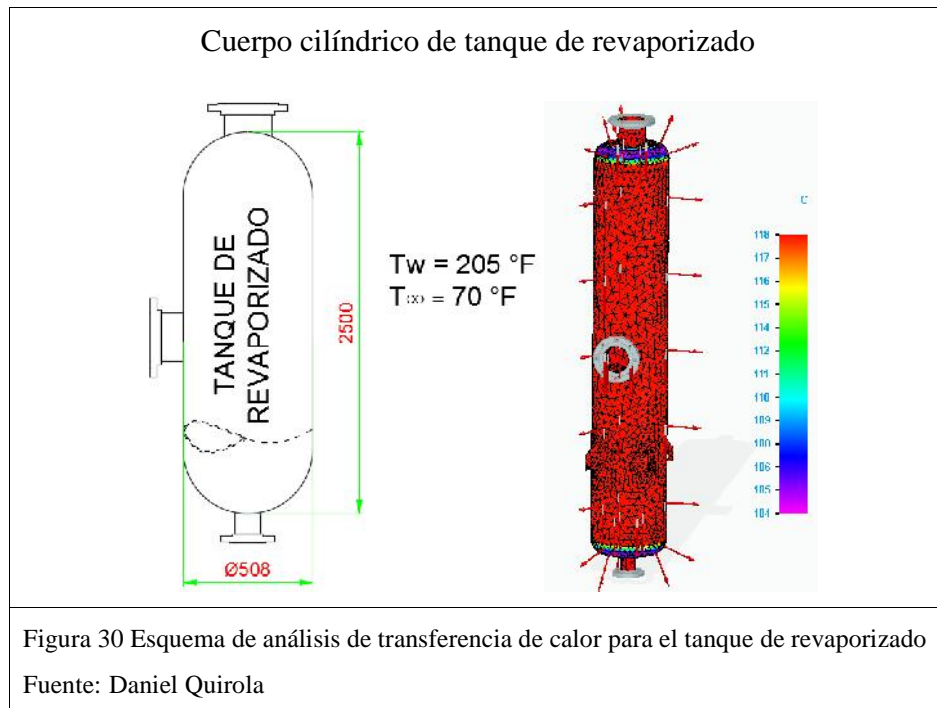
Resultando un total de 76.3 kW de calor aportado por el tanque flash.

2.9.1.1 Pérdidas de calor al ambiente.

El sistema pierde calor a través de las paredes del cilindro hacia el ambiente. Las suposiciones para el cálculo de transferencia de calor serán:

- Condiciones de estado estacionario.
- La temperatura externa del cilindro es la temperatura de saturación del agua a la presión manométrica interna de 0.2 bar y 96 °C (13 psia – 205°F).
- La pérdida de calor por radiación y conducción de la pared es insignificante.
- Cilindro lleno de agua saturada a 0.2 bar.

Debido a que las pérdidas hacia el ambiente se darán por convección natural, para que el cilindro vertical representado en la figura 30 cumpla con el criterio de Gebhart para idealizarlo como una placa vertical.



Pero en primer lugar se debe calcular el número de Grashof aplicado como placa vertical.

$$G_L = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu_c^2} = 1.96 \times 10^7 \quad [E \ 2.20]$$

Donde:

G_L = Número de Grashof aplicado como placa vertical con la longitud del cilindro,

g = gravedad (9.81 m/s²)

β = coeficiente de expansión térmica del aire a temperatura promedio (entre T_w y

T_{∞} = 58.6 °C (137.5 °F); $3.01 \times 10^{-3} \text{ } 1/\text{ }^\circ\text{K}$)

ν_c = viscosidad cinemática del aire (137.5 °F; $1.89 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$)

$$\frac{D}{L_c} \geq \frac{35}{(Gr_L)^{0.2}} \quad [E \ 2.19]$$

$$0.2024 \geq 0.526 - n_{s\ c i}$$

Donde:

D = Diámetro del tanque, [0.508 m, 1.66 ft]

L = Longitud del cilindro [2.5 m, 8.2 ft]

Ya que el criterio de Gebhart no se cumple, Minkowycz y Sparrow definen que para valores cercanos a $Pr=0.733$: “la razón de transferencia de calor total de un cilindro vertical isotérmico es a lo más cuatro veces el tanto que el calculado para una placa vertical “ (Karlekar & M., 1994). En este caso el número de Prandtl resulta:

$$P = \frac{v_c}{\alpha} = 0.706 \quad [E\ 2.21]$$

Donde:

α = difusividad térmica del aire a temperatura promedio ($2.703 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$)

El número de Nusselt para determinar el coeficiente de convección promedio depende del número de Rayleigh, cuya expresión es:

$$R_L = G_L \cdot Pr \quad [E\ 2.22]$$

$$R_L = 1.38 \times 10^7$$

Cuando el valor de R_L oscila entre 10^4 y 10^9 , el valor de Nusselt se calcula a partir de la ecuación:

$$N_{pr} = 0.59 \cdot (R_L)^{1/4} \quad [E\ 2.23]$$

$$N_{pr} = 39.25$$

Entonces, el coeficiente de convección promedio será:

$$h_{p1} = \frac{N_{p1} \cdot k}{L} \quad [E \ 2.24]$$

$$h_{p1} = 0.45 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K}$$

Donde:

k = conductividad para la temperatura promedio de 58.6 °C, [0.02865 W / m °K]

Finalmente, calculando el calor disipado por convección:

$$Q_c = 4 \cdot (A_c \cdot h_{p1} \cdot (T_w - T_\infty)) \quad [E \ 2.25]$$

$$Q_c = 535.95 \text{ W} \approx 0.536 \text{ kW}$$

Donde:

A_c = Área de cilindro vertical (3.97 m²)

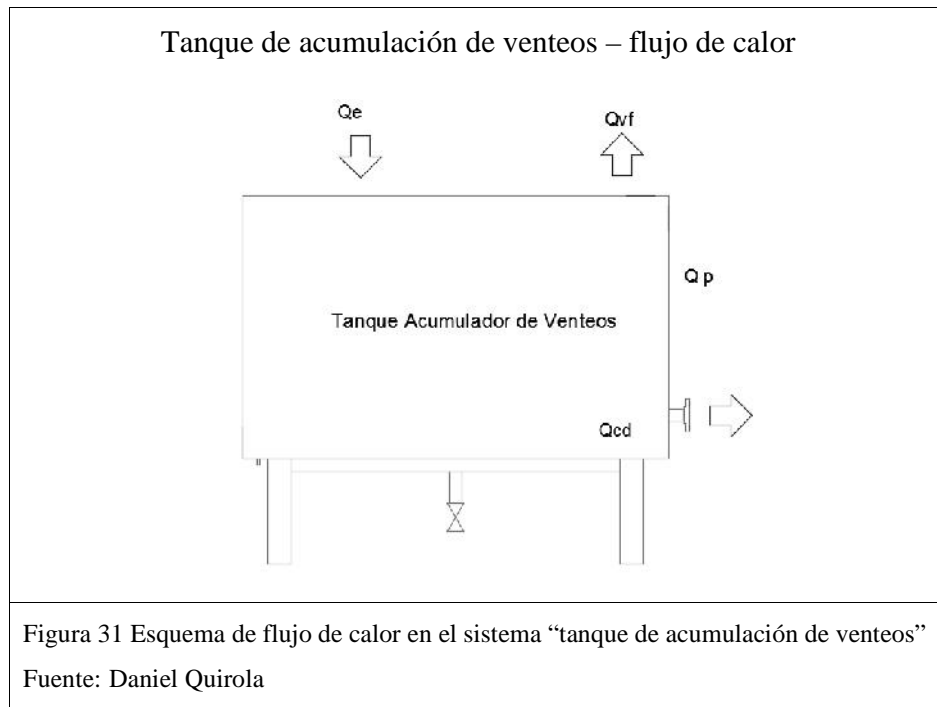
Resulta entonces que las pérdidas representan el 0.7 % del calor total aportado partiendo de la relación entre el calor perdido (0.536 kW) y el calor transmitido (76.3 kW).

2.9.2 Calor aportado por tanque de acumulación de venteos

En el tanque de venteos llegarán todos los vapores flash generados en las bombas de condensado, tanques de revaporizado y el tanque diario de precalentamiento. Como se había mencionado en el punto 2.4.4, el tanque no sólo acumulará los venteos, sino también los condensados generados durante el transporte del vapor.

Cabe recalcar que cuando una bomba de condensado tiene mal funcionamiento o está dañada, suele bombear condensado por las líneas de venteo de vapor. Generalmente este condensado está contaminado con óxido ferroso que puede manchar la tela blanca que se produce en la planta.

En la figura 31 se visualiza el esquema del flujo del calor en el tanque de mezcla:



Al igual que el análisis del punto 2.10.1, el calor recuperado es el necesario para obtener condensado y vapor flash a las temperaturas del sistema. En este caso, para determinar la generación de condensado y el calor del mismo, se considerará la convección natural a lo largo de los tramos de tubería que llegan al tanque (cilindros verticales y horizontales), con las siguientes suposiciones:

- Condiciones de estado estacionario.
- La temperatura externa es la temperatura del vapor flash transportado ($T_w = 205 \text{ °F}$).
- La pérdida de calor por radiación y conducción de la pared es insignificante.
- Cilindro lleno de vapor al 11 % a 0.2 bar ($h=282.13$).

- Ya que la temperatura promedio del ambiente es igual que el punto 2.10.1, los datos parten de las tablas de los apéndices de B.V. Karlekar (Transferencia de calor, 1994):
- $\beta = 3.01 \times 10^{-3} \text{ 1/}^\circ\text{K}$
- $\nu_c = 1.89 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- $\alpha = 2.703 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- $k = 0.02865 \text{ W / m }^\circ\text{K}$
- $\text{Pr}=0.706$

El número de Grashof para cilindros horizontales se define según la ecuación:

$$G_D = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot D_o^3}{\nu_c^2} \quad [E \ 2.26]$$

Donde:

D_o = diámetro externo de tubería (2" SCH40 en las bombas de condensado, 4" SCH40 en el tanque diario Clayton, 6" SCH40 en el tanque de revaporizado Clayton y 5" SCH40 en el tanque de revaporizado)

Al igual que la generación de condensado por condiciones de cilindro vertical en los tramos descendientes según la ecuación 2.20, y la condición de Gebhart (Ec. 2.19):

Las longitudes de los tramos verticales y horizontales están totalizadas según los planos isométricos anexos de ruta de tubería (anexos del 6 al 9). Resumiéndose en la tabla 9 el total de los calores perdidos, convertidos en condensado:

Tabla 9: Resumen de vapor flash aportado al tanque

Sección	Proceso	Cálculo de condensado			
		Entalpía Cond. [kJ/kg]	Q _{hor} [W]	Q _{vert} [W]	Flujo másico [kg/s]
Calderos	Revaporizado	2266,7	0,4609	0,2911	0,00033
	Clayton (revaporizado)	2266,7	0,4891	0,7111	0,00053
	Clayton (precalentamiento)	2266,7	1,1703	0,9201	0,00092
Preparación Tejeduría	Tinturadora	2266,7	1,1595	1,1567	0,00102
	Engomadora Prashant	2266,7	1,1595	1,1567	0,00102
	Engomadora Benninger	2266,7	1,1595	1,1567	0,00102
Acabados	Mercerizadora (Lavado)	2266,7	8,7311	1,0103	0,00430
	Sanforizadora No 2	2266,7	8,7311	1,0103	0,00430
	Sanforizadora No 1	2266,7	8,7311	1,0103	0,00430
	Sanforizadora No 3	2266,7	8,7311	1,0103	0,00430
	Lavadora	2266,7	8,7311	1,0103	0,00430

Nota: Los caudales varían mientras las máquinas llegan a su punto operativo medio

Fuente: Daniel Quirola

En total, la pérdida de calor debida a la convección natural genera un flujo máximo de 0.0263 kg/s a 96 °C. Según el punto 2.4, el flujo másico aportado por los venteos es de 0.315 kg/s.

Para calcular el calor que aportan los flujos de condensado y revaporizado (restado del flujo de vapor aportado), con las ecuaciones 2.17 y 2.18 ($c_p = 4.18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$; $T_2=96 \text{ } ^\circ\text{C}$, $T_1=21.3 \text{ } ^\circ\text{C}$; $\Delta H_v = 230.24 \text{ k /k }$).

Tabla 9 - continuación: Resumen de vapor flash aportado al tanque

Sección	Proceso	Flujo másico de vapor [kg/s]	Cálculo de condensado								
			GrD	GrL	Pr	Ra (horizontal)	Ra (vertical)	Nu prm (horizontal)	Nu prm (vertical)	h prm (horizontal) [W/m²C]	h prm (vertical) [W/m²C]
Calderos	Revaporizado	0,027	1,75E+07	5,11E+10	0,71	1,24E+07	3,61E+10	31,42	304,74	6,371	4,32220
	Clayton (revaporizado)	0,014	2,96E+07	7,66E+11	0,71	2,09E+07	5,41E+11	35,82	744,54	6,098	4,28337
	Clayton (precalentamiento)	0,051	9,26E+06	1,67E+12	0,71	6,54E+06	1,18E+12	26,80	963,30	6,718	4,27224
Preparación T	Tinturadora	0,062	1,36E+06	3,34E+12	0,71	9,60E+05	2,36E+12	16,59	1211,02	7,882	4,26238
	Engomadora Prashant	0,026	1,36E+06	3,34E+12	0,71	9,60E+05	2,36E+12	16,59	1211,02	7,882	4,26238
	Engomadora Benninger	0,025	1,36E+06	3,34E+12	0,71	9,60E+05	2,36E+12	16,59	1211,02	7,882	4,26238
Acabados	Mercezadora (Lavado)	0,034	1,36E+06	2,22E+12	0,71	9,60E+05	1,57E+12	16,59	1057,74	7,882	4,26821
	Sanforizadora No 2	0,011	1,36E+06	2,22E+12	0,71	9,60E+05	1,57E+12	16,59	1057,74	7,882	4,26821
	Sanforizadora No 1	0,026	1,36E+06	2,22E+12	0,71	9,60E+05	1,57E+12	16,59	1057,74	7,882	4,26821
	Sanforizadora No 3	0,008	1,36E+06	2,22E+12	0,71	9,60E+05	1,57E+12	16,59	1057,74	7,882	4,26821
	Lavadora	0,031	1,36E+06	2,22E+12	0,71	9,60E+05	1,57E+12	16,59	1057,74	7,882	4,26821

Nota: Los caudales varían mientras las máquinas llegan a su punto operativo medio

Fuente: Daniel Quirola

- Calor sensible del vapor flash

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot c_p \cdot \Delta T_c$$

$$Q_c = 7.18 \text{ k}$$

- Calor sensible del vapor flash:

$$Q_{v \ 1} = \dot{m}_v \cdot c_p \cdot \Delta T_v$$

$$Q_{v \ 1} = 91.18 \text{ k}$$

- Calor latente del vapor flash:

$$Q_{v \ 2} = \dot{m}_v \cdot \Delta h_v$$

$$Q_{v \ 2} = 67.23 \text{ k}$$

$$Q_e = Q_{v \ 1} + Q_{v \ 2} + Q_c$$

$$Q_e = 165.59 \text{ k}$$

El calor total aportado por el tanque de acumulación de venteos es de 331.18 kW. Las pérdidas generadas en el cilindro del cuerpo se calcularán con las siguientes suposiciones:

- Condiciones de estado estacionario.
- La temperatura externa de la pared es la temperatura del vapor flash transportado y la temperatura ambiente, el promedio de la ciudad ($T_w = 96 \text{ }^\circ\text{C}$ (205 °F); $T_\infty = 21 \text{ }^\circ\text{C}$ (70°F)).
- La pérdida de calor por radiación y conducción de la pared es insignificante.
- Cilindro lleno de vapor al 11 % a 0.2 bar ($h = 0.282 \text{ m}$).

- Ya que la temperatura promedio del ambiente es igual que el punto 2.10.1, los datos parten de las tablas de los apéndices de B.V. Karlekar (Transferencia de calor, 1994):
- $\beta = 3.01 \times 10^{-3} \text{ 1/}^\circ\text{K}$
- $\nu_c = 1.89 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- $\alpha = 2.703 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
- $k = 0.02865 \text{ W / m }^\circ\text{K}$
- $\text{Pr}=0.706$
- $A_c = 1.045 \text{ m}^2$

De igual manera se utilizarán las ecuaciones 2.19 y 2.25 con las condiciones antes indicadas:

$$G_L = \frac{g \Delta T L^3}{\nu^2}$$

$$G_L = 2.45 \times 10^1$$

$$\frac{D}{L} \geq \frac{35}{(G_L)^{0.2}}$$

$$1.6 \geq 0.028 \text{ s } \nu$$

$$R_L = G_L \cdot P$$

$$R_L = 1.72 \times 10^1$$

$$N_{pr} = 0.10(R_L)^{\frac{1}{3}}$$

$$N_{p1} = 1198.14$$

$$h_{p1} = \frac{N_{p1} \cdot k}{L}$$

$$h_{p1} = 34.33 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$Q_p = A_c \cdot h_{p1} \cdot (T_w - T_\infty)$$

$$Q_p = 2.69 \text{ k}$$

El calor perdido representa el 0.8 % con respecto al calor aportado partiendo de la relación entre el calor perdido (2.69 kW) y el calor transmitido (331.18 kW).

2.9.3 Calor aportado por tanque de mezcla

En el tanque de mezcla, como su nombre lo dice, se intercambiará calor directamente con la inyección del vapor. Debido a la baja conductividad del concreto, se considerará como un sistema aislado térmicamente.

Los aportes del sistema son:

- Vapor del tanque de mezcla
- Condensado del tanque de revaporizado de purgas
- Condensado del tanque de revaporizado Clayton
- Agua fría de la cisterna de acabados.

En este tanque se acumulará el agua que irá a la planta de acabados, y como se menciona en los objetivos del proyecto, la temperatura mínima que se desea obtener es de 35 °C. Debido a que el tanque es atmosférico, el condensado formado por la

expansión isométrica de 3 a 0 psi manométricos, es despreciable. Tomando en cuenta las condiciones de los fluidos de entrada en los puntos: 2.5, 2.6 y 2.11, en la ecuación del equilibrio térmico (Ec. 2.17):

$$\sum Q_{e\ s_i} + \sum Q_{e\ l_i} = Q_a \quad [E\ 2.27]$$

Donde:

$Q_{e\ l_i}$ = Calor latente de aportes, [kW]

$Q_{e\ s_i}$ = Calor sensible de aportes, [kW]

Q_a = Calor sensible del agua, [kW]

El flujo másico total para obtener los 80 lpm, debe ser mínimo de 1.32 kg/s. Para obtener la temperatura final del agua, se consideran los calores latentes de condensación con el vapor flash y el calor sensible de los condensados para obtener agua a 35°C.

Utilizando la ecuación 2.18 en la sumatoria de los calores para determinar el flujo másico del agua ($\dot{m}_{v\ a} = 0.292$; $\dot{m}_{c\ r} = 0.140$; $\dot{m}_{c\ f} = 0.074$; $\dot{m}_a = 0.80$ [kg/s]):

$$\begin{aligned} \dot{m}_{v\ a} \cdot \Delta h_{v\ a} + \dot{m}_{v\ a} \cdot c_p \cdot \Delta T_{v\ a} + \dot{m}_{c\ r} \cdot c_p \cdot \Delta T_{c\ r} + \dot{m}_{c\ f} \cdot c_p \cdot \Delta T_{c\ f} \\ = \dot{m}_a \cdot c_p \cdot \Delta T_a \end{aligned}$$

Donde:

$\dot{m}_{v\ a} \Delta h_{v\ a}$ = Calor latente de condensación vapor aportado por tanque de mezcla, [kW]

$\dot{m}_{v\ a} c_p \Delta T_{v\ a}$ = Calor sensible de vapor aportado por tanque de mezcla, [kW]

$\dot{m}_c \cdot c_p \Delta T_{c \cdot r} =$ Calor sensible aportado por el condensado del tanque de revaporizado de purgas laterales, [kW]

$\dot{m}_c \cdot c_p \Delta T_c =$ Calor sensible aportado por el condensado del tanque de revaporizado de purga lateral – caldera Clayton, [kW]

$\dot{m}_a \cdot c_p \Delta T_a =$ Calor sensible ganado por el agua tratada, [kW]

Resultando una temperatura final de 65.7 °C de agua en el punto máximo de operación del sistema, es decir, cuando todos los equipos están funcionando.

2.9.4 Variabilidad de temperatura de mezcla

La variabilidad la temperatura de precalentamiento dependerá de cuántos equipos estén en marcha y del arranque y parada de los procesos que involucran cada uno de ellos. Para observar de mejor manera este punto, la tabla 10 muestra algunas configuraciones de caudales y la variabilidad de los flujos másicos (todos los valores en kg/s):

Los subtotales de la tabla 10 (Subt1, Subt2, Subt3 y Subt4), son suposiciones de funcionamiento:

- En Subt1 funcionan: la caldera Clayton, sus tanques, la planta de preparación tejeduría y la planta de acabados
- En Subt2 funcionan: la caldera 2, el tanque de revaporizado, preparación tejeduría y acabados
- En Subt3 funcionan: la caldera 3, el tanque de revaporizado y preparación tejeduría
- En Subt4 funcionan: todos los equipos (punto máximo)

Tabla 10: Variación de flujos másicos de aporte

Flujo másico	EQ	INIC	SUBT1	SUBT2	SUBT3	SUBT4
$\dot{m}_{c\ r}$	Caldero 2	0,107	0	0,107	0	0,107
	Caldero 3	0,033	0	0	0,033	0,14
$\dot{m}_{c\ c}$	Clayton (Purga Lateral)	0,074	0,074	0	0	0,074
	Revaporizado	0,027	0	0,006	0,08	0,027
\dot{m}_{vf}	Clayton (revaporizado)	0,014	0,014	0	0	0,041
	Clayton (precalentamiento)	0,051	0,065	0	0	0,092
	Tinturadora	0,062	0,127	0,068	0,062	0,154
	Engomadora Prashant	0,026	0,153	0,094	0,088	0,18
	Engomadora Benninger	0,025	0,178	0,119	0,113	0,205
	Mercerizadora (Lavado)	0,034	0,212	0,153	0	0,239
	Sanforizadora No 2	0,011	0,223	0,164	0	0,25
	Sanforizadora No 1	0,026	0,249	0,19	0	0,276
	Sanforizadora No 3	0,008	0,257	0,198	0	0,284
	Lavadora	0,031	0,288	0,229	0	0,315

Nota: el valor incrementa verticalmente con su correspondiente equipo y flujo másico predecesor, p. ej.: en la celda SUBT1; Clayton (rev) se suma el valor de la celda SUBT1; Revap + INIC; Clayton (rev). Aumentando el flujo másico por equipo en funcionamiento

Fuente: Daniel Quirola

Para parametrizar la temperatura, es necesario encontrar la ecuación de la temperatura final dependiente de los flujos másicos acumulados de aporte a partir de aplicar la ecuación 2.18 en el equilibrio térmico (Ec. 2.27):

$$T = \frac{\dot{m}_{v\ a} T_{0v} + \dot{m}_{c\ r} T_{0c\ r} + \dot{m}_{c\ c} T_{0c\ c} + \dot{m}_a T_{0a}}{\dot{m}_{v\ a} + \dot{m}_{c\ r} + \dot{m}_{c\ c} + \dot{m}_a} \quad [E\ 2.28]$$

$$+ \frac{\dot{m}_{v\ uc} \Delta h_{v\ a}}{c_p (\dot{m}_{v\ a} + \dot{m}_{c\ r} + \dot{m}_{c\ c} + \dot{m}_a)}$$

Esta expresión servirá para calcular las variaciones teóricas de temperatura según los equipos que estén en funcionamiento durante las pruebas del sistema.

2.10 Diagrama de flujo de construcción e implementación

Diagrama de flujo de implementación del proyecto “recuperación de calor”

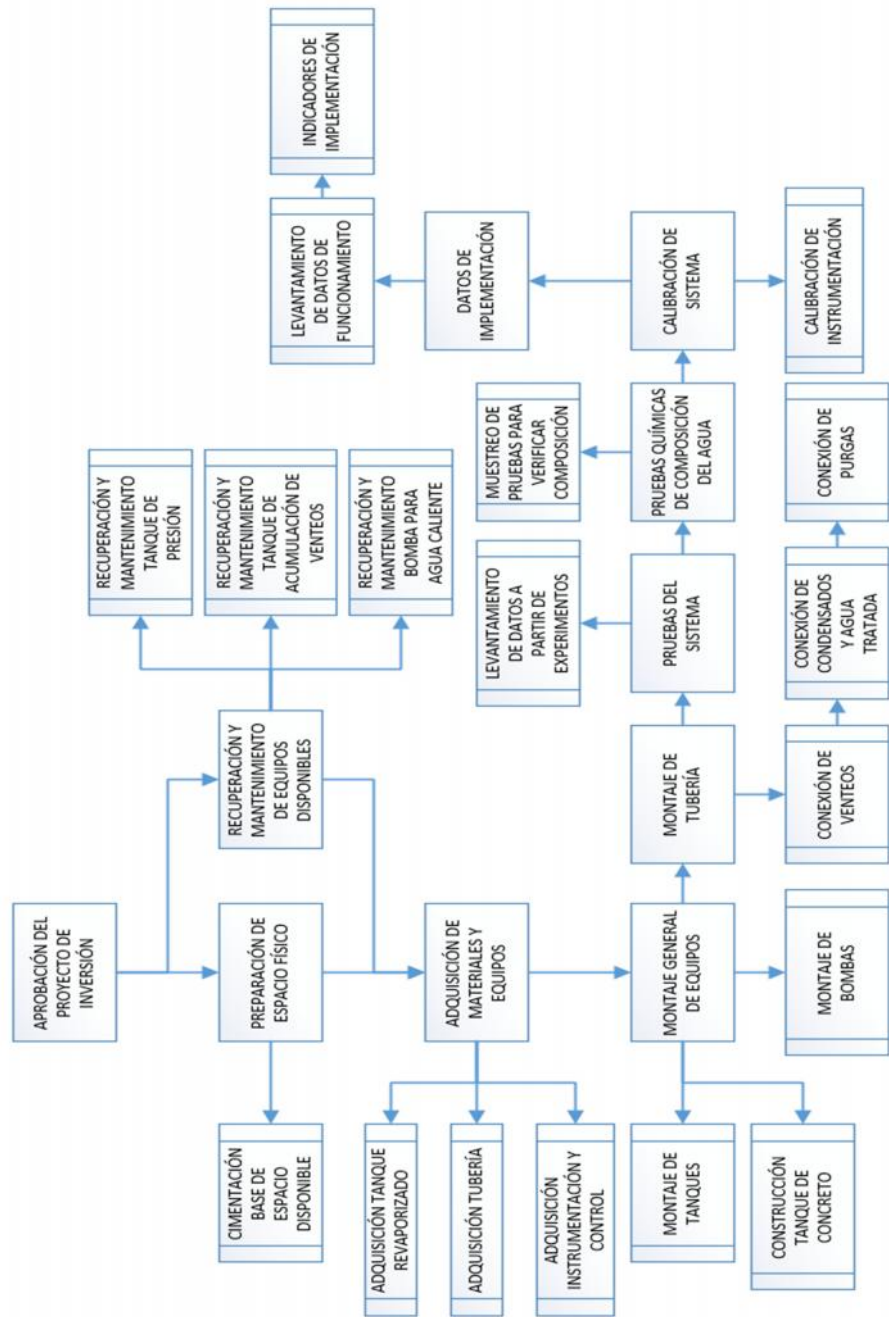


Figura 32 Diagrama de flujo de implementación del sistema de recuperación de calor

Fuente: Daniel Quirola

Una vez realizado y aprobado el diseño del sistema se realizará la implementación física en la planta. La figura 32 muestra un diagrama de flujo de la implementación resumida en procesos principales de construcción. En los anexos (15 a 21) se encuentra la documentación fotográfica por proceso de implementación.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Después de finalizar la implementación, se realizaron pruebas con el sistema posterior a la calibración del mismo. Para aprobar el uso del agua recuperada se realizarán pruebas químicas del agua de mezcla para prevenir la contaminación de la tela. Finalmente, de acuerdo a reportes de consumo generados en la planta, se calcularán indicadores de implementación permitiendo la verificación del ahorro generado.

3.1 Comparación de resultados teóricos y prácticos

En los siguientes puntos se detallan los experimentos realizados posteriores a la calibración del sistema.

3.1.1 Determinación de calor real aportado por el sistema

De acuerdo a diferentes puntos de funcionamiento (diferentes equipos en simultaneidad de uso), se obtuvieron los siguientes resultados:

- Experimento 1: medida de incremento de temperatura y consumo por parte del tanque de presión en tiempos de bombeo intermitentes según la demanda del sistema.

En este punto estaban en funcionamiento: caldera 2, caldera Clayton, tinturadora, mercerizadora, engomadora Benninger y Prashant, lavadora y sanforizadora 1. En la tabla 11 se documentan los datos obtenidos

Tabla 11: Experimento 1 de llenado y consumo del tanque de mezcla

Muestra	Nivel [m]	t de aliment. [s]	t de bombeo [s]	Temp. Inicial [°C]	Temp. Final [°C]	Caudal de consumo [m3/s]	Flujo másico de consumo [kg/s]
1	0,630	130	24	39	39,5	0,0031	2,892
2	0,596	93	24	39,5	40	0,0029	2,722
3	0,564	106	25	40	40,5	0,0026	2,449
4	0,534	112	25	40,5	41	0,0029	2,776
5 Llenado		106		41	41,5	0,0026	2,503
6	0,664	99	24	41,5	42	0,0029	2,722
7	0,632	106	24	42	43	0,0036	3,402
8	0,592	116	25	43	44	0,0029	2,776
9	0,558	108	25	44	44	0,0029	2,776
10	0,524	108	25	44	46	0,0021	1,960
11 Llenado		106		46	46	0,0022	2,041
12	0,630	-----	-----	46,5	-----	-----	-----

Nota: Las temperaturas fueron medidas con un termómetro infrarrojo exactamente en el primer tramo de la tubería de descarga del tanque de mezcla hacia su bomba.

Fuente: Daniel Quirola

- Experimento 2: medida de incremento de temperatura y consumo por parte del tanque de presión en tiempos de bombeo intermitentes según la demanda del sistema.

En este punto estaban en funcionamiento: Caldera 3, Caldera 2, Clayton, toda preparación tejeduría, toda la planta de acabados. En la tabla 12 se visualizan los datos obtenidos.

Como se puede observar, la temperatura máxima obtenida por el sistema es de 61.5 °C con casi todos los equipos en funcionamiento. De acuerdo a la variación establecida en el punto 2.11.4, y la ecuación 2.28, el sistema debería tener una temperatura de $T = 65.7$ °C.

Tabla 12: Experimento 2 de llenado y consumo del tanque de mezcla

Muestra	Nivel [m]	t de aliment. [s]	t de bombeo [s]	Temp. Inicial [°C]	Temp. Final [°C]	Caudal de consumo [m3/s]	Flujo másico de consumo [kg/s]
1	0,630	140	24	60,8	60,8	0,0029	2,722
2	0,598	139	24	60,8	60,8	0,0027	2,552
3	0,568	143	25	61	61,5	0,0028	2,613
4	0,536	112	25	61,5	61,5	0,0031	2,939
5 Llenado		106		61,5	58	0,0025	2,388
6	0,660	99	24	58	58	0,0027	2,552
7	0,630	106	24	58,5	58,5	0,0027	2,552
8	0,600	116	25	59	59	0,0026	2,449
9	0,570	108	25	59	59	0,0026	2,449
10	0,540	108	25	59	59,5	0,0035	3,266
11 Llenado		106		59,5	59,5	0,0024	2,311
12	0,660	-----	-----	59,5	-----	-----	-----

Nota: Las temperaturas fueron medidas con un termómetro infrarrojo exactamente en el primer tramo de la tubería de descarga del tanque de mezcla hacia su bomba.

Fuente: Daniel Quirola

Resultando un menor aprovechamiento del calor disponible de aportación. Esta variación de energía se da debido a las pérdidas generadas por la salida del vapor flash hacia el ambiente.

3.1.2 Análisis de eficiencia del sistema

De acuerdo a los datos experimentales tomados, la eficiencia se calculará a partir del calor necesario para calentar 0.00133 m³/s (80lpm) de agua a la temperatura máxima teórica y experimental con el uso de la ecuación 16 (m=1.32 kg/s; cp.= 4.18 kJ/(kg°C); Tfe=61.5, Tft= 65.7, To=21.3 °C):

$$e = \frac{Q_e}{Q_t} \cdot 100 \quad [E \ 3.1]$$

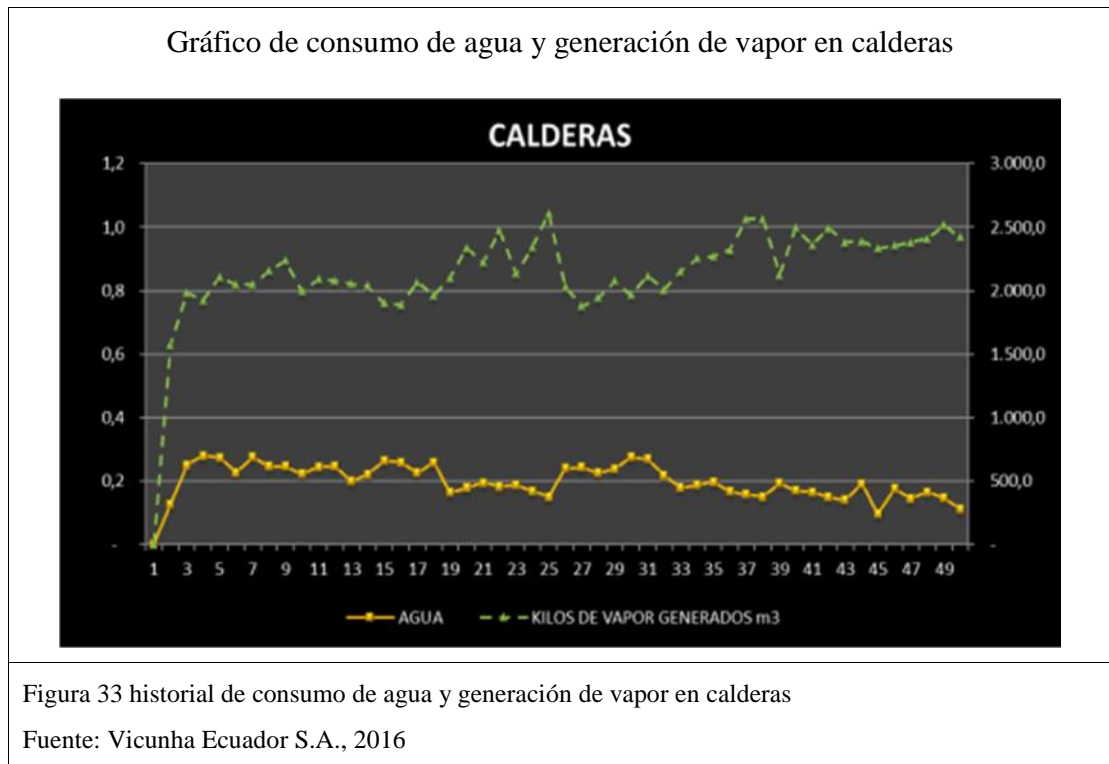
$$e = 90 \%$$

Siendo una eficiencia alta para el sistema, lo que hace que su implementación genere un ahorro considerable.

3.1.3 Análisis de indicadores de implementación

Ya que el ahorro se reflejará en la disminución del consumo de combustible y agua en la planta para la generación de vapor, en los reportes semanales de la sección de calderas deben reflejar estos valores (anexo 3).

3.1.3.1 Disminución de consumo de agua por kg de vapor.

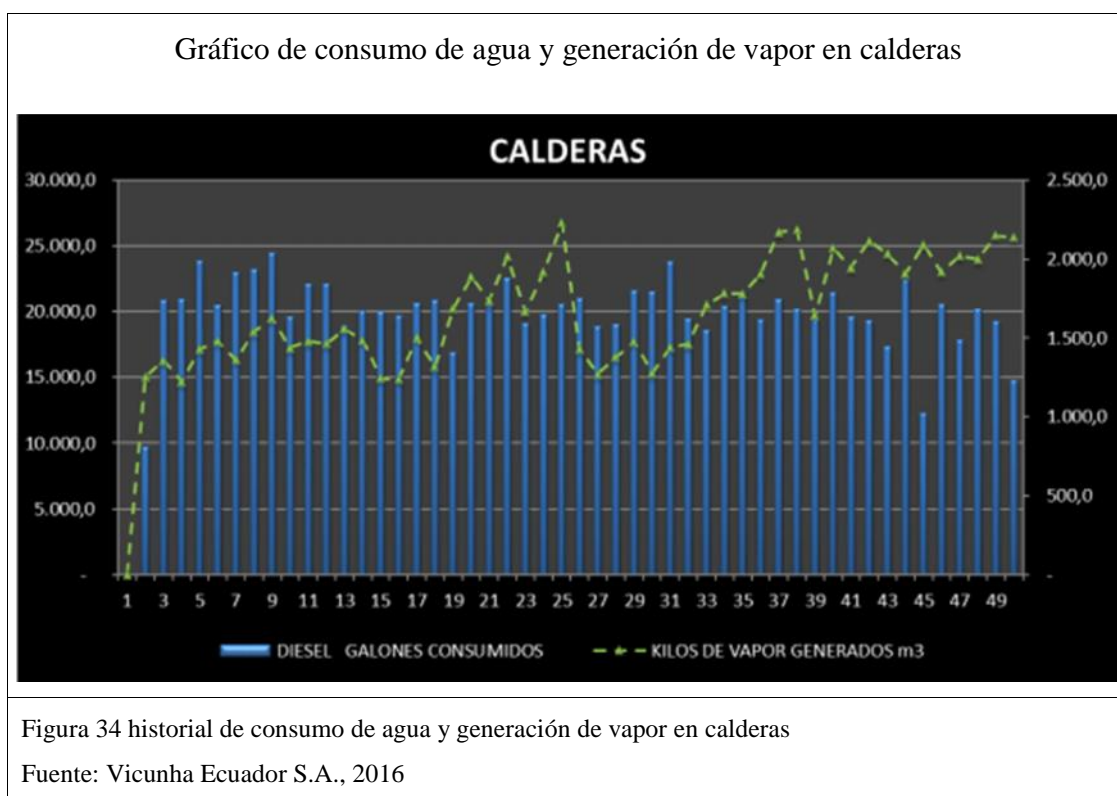


En la figura 33 se muestra un gráfico donde se visualiza la variación de consumo de agua a partir de la semana 35 (fecha de implementación del sistema), como se puede observar, ha aumentado la generación de kg de vapor generado/m³ de agua

disminuyendo el consumo de la misma de una relación de 492 m³ de agua y 1779.6 kg/m³ de vapor, a 282 m³ de agua y 2137.8 kg/m³ de vapor.

3.1.3.2 Disminución de consumo de combustible para la generación de vapor.

En la figura 34 se muestra un gráfico dónde se visualiza la variación de consumo de combustible a partir de la semana 35 (fecha de implementación del sistema):



Como se puede observar, ha disminuido el consumo de combustible a partir de la semana 35 del año, fecha de implementación del sistema. En total el calor recuperado por el sistema se transmite hacia el agua fría. Del calor total disponible, 407.48 kW, se pierden 3.226 kW de energía por convección al ambiente resultando en un 0.79 % de pérdidas teóricamente hablando. El rendimiento del sistema se verá afectado por la variabilidad de temperaturas obtenidas durante su funcionamiento.

CAPÍTULO 4

COSTOS

Este proyecto tiene como inversión los materiales de construcción, así como la recuperación de los tanques con mano de obra de la empresa y contratistas externos. El precio final de la implementación será la suma de los costos directos (mano de obra y materiales), y costos indirectos (ingeniería e imprevistos)

4.1.1 Costos directos

Un cuadro resumen (tabla 13) indica los costos detallados:

Tabla 13: Costos de materiales y mano de obra directa

Ítem	Descripción	Costo
1	Tubería	\$ 4.997,80
2	Codos	\$ 686,80
3	Tees	\$ 18,00
4	Bridas	\$ 3.144,68
5	Válvulas de bola	\$ 1.989,66
6	Válvula check	\$ 580,00
7	Válvula solenoide	\$ 912,18
8	Empaques	\$ 563,16
9	Pernos	\$ 1.054,44
10	Presóstato	\$ 50,00
11	Transmisor de presión	\$ 1.635,06
12	Electrodos	\$ 187,60
13	Discos de corte	\$ 48,40
14	Tanque flash	\$ 4.289,25
15	Cimentación	\$ 900,00
15	Montaje (MOD)	\$ 6.700,00
Total		\$37.425,54

Nota: se ha considerado un 10% más de accesorios
Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016

4.1.2 Costos indirectos

En la tabla 14 se consideran los costos de ingeniería e imprevistos (5 % y 10 % respectivamente)

Tabla 14 Costos indirectos

Ítem	Descripción	Costo
1	Ingeniería	\$ 1.312,39
2	Imprevistos	\$ 2.624,77
	Total	\$ 3.937,16

Nota: Los imprevistos se prevén para el montaje

Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016

El costo total del proyecto considerando costos directos e indirectos es de \$31,920.30 dólares americanos.

Conclusiones

- La recopilación de datos teórica y experimental de los aportes del sistema permitieron una aproximación de un 94 % a la temperatura máxima de calentamiento del agua.
- La inyección directa de vapor es un método de condensación efectivo para el vapor flash con una relación del 16 % de masa de vapor (calidad).
- Los tramos extensos de tubería generan una cantidad considerable de condensados, por lo que su recuperación para la alimentación de las calderas genera un ahorro considerable (82.8 kg/h de condensado a 90°C) a mediano plazo
- Las pérdidas de calor por convección natural en el proyecto representan una disminución despreciable de temperatura y energía recuperada en el sistema (1.5 % del calor total disponible)
- Se obtuvo satisfactoriamente agua de condensados de vapor flash a una temperatura de 89 °C para la alimentación de calderas
- El precalentamiento de agua superó las expectativas de temperatura y caudal (0.00133 m³/s a 61.5 °C), ya que el punto máximo de consumo del sistema depende de la producción y no es una constante. Esto permite el calentamiento del agua almacenada en el tanque de mezcla por la inyección del vapor durante mayor tiempo.
- Las relaciones de consumo de combustible y consumo de agua para la generación de vapor disminuyeron en un 34 y 40 % respectivamente para la semana 50 (15ta

semana de implementación del sistema). Aumentando la generación de vapor por m³ de agua en un 130 %

Recomendaciones

- Se puede aumentar la temperatura de la mezcla de agua implementando un control FUZZY (control con lógica difusa) con una válvula proporcional para regular su flujo másico según la demanda y aporte de los procesos activos. A pesar de ser una implementación costosa, el aumento del ahorro recuperará la inversión.
- Cambiar el tanque recuperado de acumulación de condensados por uno nuevo que cumpla con parámetros de diseño según ASME VIII para una presión de trabajo mínima de 70 kPa, lo que permitirá aislar su interconexión con el tanque de mezcla mejorando la inyección del vapor bajo el nivel del agua.
- Evaluar el aislamiento térmico para el sistema, ya que la recuperación de condensados para la alimentación de las calderas es posible debido a las pérdidas por convección natural con el ambiente.
- Verificar semanalmente la turbidez del agua para evitar la contaminación excesiva de la mezcla. Para evitarlo, es importante tomar en cuenta la purga del tanque de mezcla antes del arranque de la Mercerizadora y lavadora en la planta de acabados.
- Comprobar el estado de los sellos mecánicos de las bombas de agua caliente durante el estado activo del sistema mensualmente para verificar si es necesario realizar mantenimiento de los mismos debido a las altas temperaturas (61 °C y 90 °C) del sistema de bombeo.

Referencias

- Asociación de Industriales Textiles del Ecuador. (28 de abril de 2015). AITE - Asociación de Industriales textiles del Ecuador. Obtenido de <http://www.aite.com.ec/phocadownload/ABRIL%202015.pdf>
- Behn, A. O. (2 de junio de 2011). Thermal Engineering Ltda. - Artículos técnicos. Obtenido de Thermal Engineering Ltda.: http://www.thermal.cl/prontus_thermal/site/artic/20110602/asocfile/20110602102250/articulo___tratamiento_de_agua_en_calderas.pdf
- Çengel, Y. A. (2004). Transferencia de Calor (2da Edición ed.). México, D:F.: MCGRAW-HILL/INTERAMERICA EDITORES, S.A. DE C.V.
- Clayton . (Febrero de 2011). Yumpu - Publishing digital magazines worldwide. Obtenido de Yumpu: <https://www.yumpu.com/es/document/view/14757984/manual-de-capacitacion-generator-de-vapor-clayton>
- Council of Industrial Boiler Owners. (1997). Energy Efficiency Handbook. Burke, Virginia 22015, EEUU: Ronald A. Zeitz.
- Dreceto Presidencial N° 799 (15 de Octubre de 2015).
- EP PETROECUADOR. (Agosto - Octubre de 2015). Precios de venta en terminales de Petroecuador a las comercializadoras. Obtenido de <http://eppintranet.eppetroecuador.ec>: http://eppintranet.eppetroecuador.ec/idc/groups/public/documents/peh_docsusogeneral/002220~131.pdf

- Fenercom. (24 de Enero de 2004). Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes. Obtenido de Fundación de la Energía de la Comunidad de Madrid: <http://www.fenercom.com/pages/publicaciones/publicacion.php?id=188>
- Grupo JP calderas. (26 de noviembre de 2016). GJP Calderas S.A. Obtenido de Línea de bombas Turbi: http://www.grupojpcalderas.com/images/pdf/Linea_Turbi-Plus.pdf
- Karlekar, B., & M., R. D. (1994). Transferencia de calor. Mexico: McGraw-Hill.
- Madhav, D., Ramesh, L., & Naveen, M. (Mayo de 2013). International Journal of Engineering Trends and Technology (IJETT). Obtenido de Heat Recovery through Boiler Blow down Tank: <http://ijettjournal.org/volume-4/issue-5/IJETT-V4I5P58.pdf>
- MIPRO-Ministerio de Industrias y Productividad. (28 de 04 de 2015). industrias.gob.ec. Obtenido de <http://www.industrias.gob.ec/wp-content/uploads/2015/04/Construcci%C3%B3n-detallada-marzo-estrat%C3%A9gicos.pdf>
- Mott, R. L. (2006). Mecánica de Fluidos. México DF: Pearson Educación.
- Mottard, J.-M. (2 de Junio de 2011). Thermal Engineering Ltda. - Artículos Técnicos. Obtenido de Thermal Engineering Ltda: http://www.thermal.cl/prontus_thermal/site/artic/20110602/asocfile/20110602102250/articulo___recuperacion_calor_purgas.pdf
- Muñoz Domínguez, M., & Rovira de Antonio, A. J. (2014). Máquinas Térmicas. Madrid: UNED.

- North Carolina Department of Environmental and Natural Resources. (Agosto de 2004).
Boiler Blowdown - Fact Sheet. Obtenido de Pollution Prevention Infohouse:
<http://infohouse.p2ric.org/ref/34/33027.pdf>
- Spirax Sarco. (2003). Purgas de caldera. Obtenido de Spirax Sarco:
http://www.spiraxsarco.com/global/es/Products/Documents/Purgas_de_caldera-Cat%C3%A1logos.pdf
- Spirax Sarco. (2003). Purgas de Caldera. Obtenido de
<http://www.spiraxsarco.com/global/es/Products/Documents/SB/P403-56.pdf>
- Spirax Sarco. (2006). Guía de Referencia Técnica - Distribución de Vapor. Obtenido de
Curso de Tecnología Energética: http://jrguezs.webs.ull.es/tecnologia/tema2/distrib_vapor.pdf
- SPIRAX SARCO. (15 de febrero de 2016). Tanque de Revaporizado Tipo FV.
Obtenido de
http://www.spiraxsarco.com/global/cl/Products/Documents/Tanque_de_revaporizado_Tipo_FV-Hoja_T%C3%A9cnica.pdf
- Spirax Sarco S.A. (1999). GUÍA DE REFERENCIA TÉCNICA Calderas y accesorios.
Don Torcuato, Buenos Aires, Argentina: Spirax-Sarco Limited.
- TLV. (2016). Retorno de Condensado y Cuándo Usar Bombas de Condensado.
Obtenido de TLV. Compañía Especialista en Vapor:
<http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/types-of-condensate-recovery.html>
- UCATEE. (20 de abril de 2016). Manual de Eficiencia Energética para MYPES.
Obtenido de Centro Nacional de Producción Más Limpia:

<http://www.cnpml.org.sv/ucatee/ucatee/docs/manualversionelectronicaucatee.pdf>

Vicunha Ecuador S.A. (2016). Reporte de costos.

Watson McDaniel. (Junio de 2016). Watson Mc Daniel México. Obtenido de Bombas para Retorno de Condensados: [http://www.watsonmc.com.mx /pdf/BOMBAS%20PARA%20RETORNO%20DE%20CONDENSADO.pdf](http://www.watsonmc.com.mx/pdf/BOMBAS%20PARA%20RETORNO%20DE%20CONDENSADO.pdf)

ANEXOS

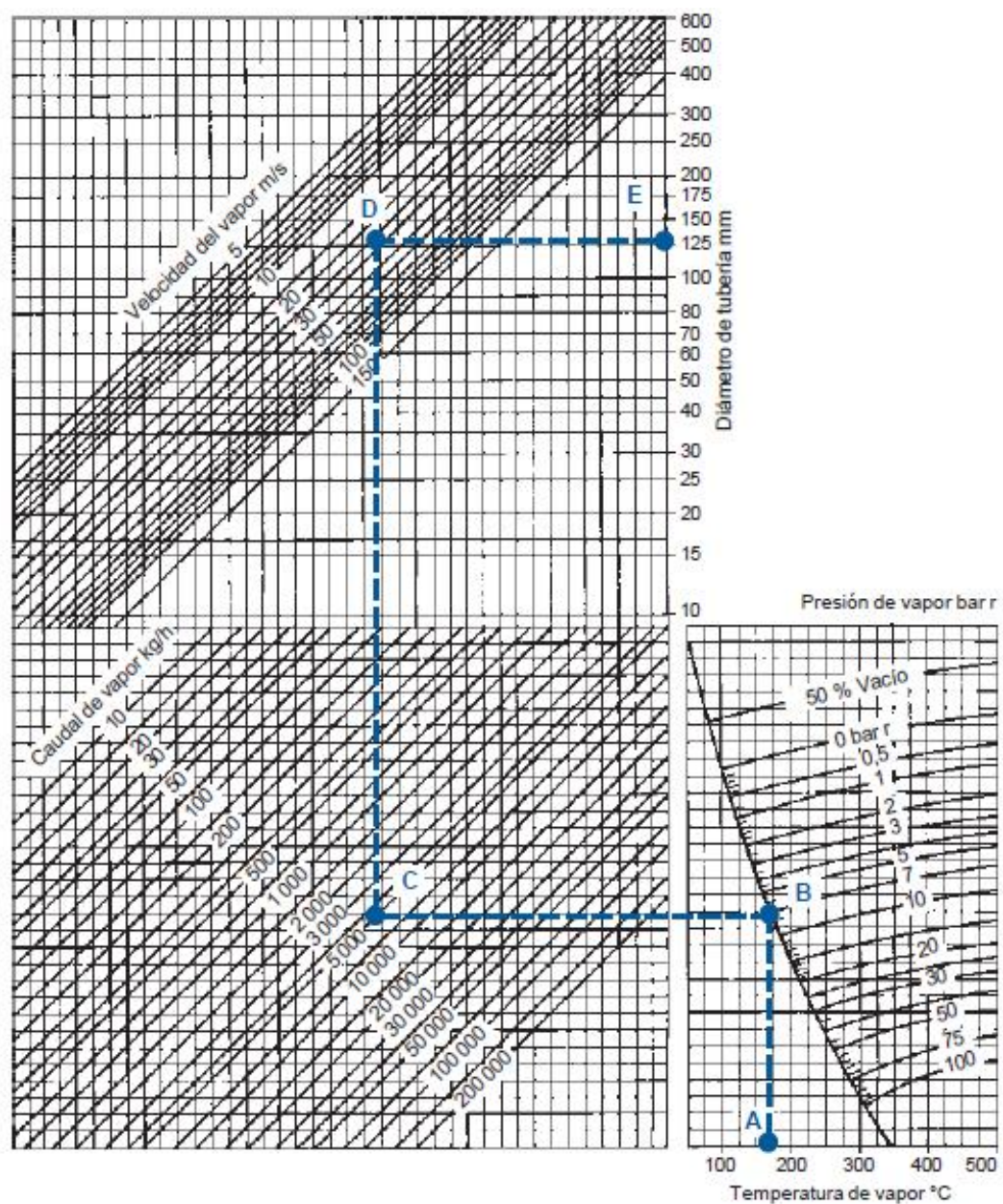
Tabla de descripción – derivados del petróleo

Producto	Número de carbonos	Temp. De destilación	Características	Ventajas	Desventajas
Gasolina	C4-C12	20°C a 200°C	Su composición habitual alberga hidrocarburos cíclicos y aromáticos	Combustible idóneo para su uso en motores alternativos de encendido provocado.	Altamente inflamable
			Líquida en condiciones ambientales		Mezclas de vapor-aire son explosivas, necesita un sistema especial de venteo y aislamiento electrostático
			Su volatilidad depende de la composición	Límites de inflamabilidad estrechos comparados con los combustibles gaseosos	Mezclas de vapor-aire son explosivas, necesita un sistema especial de venteo y aislamiento electrostático
			Combustión por deflagración		
Queroseno	C12-C16	200 °C a 300°C	Empleado en motores de reacción y poco frecuente en usos industriales	Volatilidad alta a baja temperatura, adecuado para aerorreactores	Tiempo de retraso demasiado largo para ser utilizado en motores diésel
			Su volatilidad no es tan alta como la gasolina	Almacenamiento menos riesgoso que la gasolina, con menor riesgo de explosión a presión atmosférica	Bajo poder lubricante en comparación a gasóleos
			Combustión por difusión con emisiones de NOx		No es aplicable para quemar en motores de ciclo Otto
Gasóleo	C16 - C22	220°C a 350°C	Combustible adecuado para pequeños motores a diésel de automoción	Buena viscosidad y poder lubricante	Más abrasivo, contaminante y sucio
			Utilizados en Motores diésel estacionarios o marinos, calderas de centrales térmicas y turbinas de gas estacionarias	Menor contenido de azufre que las gasolinas	Deja sedimentos y posos en las placas donde circula ya que la solución es más densa y viscosa
			Emisiones de NOx y de partículas ligadas a la fase de difusión de la combustión		
Fuelóleo	C22 - C30	350°C a 400°C	Fraciones más pesadas del petróleo	Se pueden aplicar donde los requerimientos de combustible no son exigentes	Los de mayor grado requieren ser precalentados para disminuir su viscosidad
			Líquidos muy viscosos		
			Clasificación en 6 grados según ASTM		

Anexo 1. Descripción general de derivados del petróleo y sus características

Fuente: Muñoz Domínguez & Rovira de Antonio, 2014

Gráfico para dimensionar tuberías



Anexo 2. Gráfico para dimensionar tuberías para vapor saturado y recalentado

Fuente: Spirax Sarco, 2006

Reporte de consumos y generación - Calderas

CALDEROS			
SEM.	DIESEL GALONES CONSUMIDOS	AGUA	KILOS DE VAPOR GENERADOS m3
1	-	-	-
2	9.731,0	317,0	1.254,0
3	20.832,0	627,0	1.357,2
4	20.911,0	699,0	1.222,1
5	23.846,0	683,0	1.426,2
6	20.522,0	566,0	1.481,1
7	22.960,0	689,0	1.361,3
8	23.194,0	615,0	1.540,6
9	24.432,0	615,0	1.622,8
10	19.592,0	557,0	1.436,9
11	22.085,0	610,0	1.479,0
12	22.086,0	616,0	1.464,6
13	18.892,0	496,0	1.555,9
14	20.086,0	552,0	1.486,4
15	20.000,0	657,0	1.243,5
16	19.674,0	649,0	1.238,3
17	20.652,0	562,0	1.501,1
18	20.847,0	647,0	1.316,2
19	16.871,0	408,0	1.689,2
20	20.652,0	447,0	1.887,3
21	20.652,0	486,0	1.735,9
22	22.542,0	457,0	2.015,0
23	19.088,0	468,0	1.666,1
24	19.739,0	420,0	1.919,9
25	20.586,0	377,0	2.230,6
26	20.978,0	599,0	1.430,6
27	18.892,0	607,0	1.271,4
28	19.022,0	563,0	1.380,2
29	21.565,0	596,0	1.478,1
30	21.499,0	688,0	1.276,5
31	23.780,0	675,0	1.439,1
32	19.441,0	543,0	1.462,6
33	18.566,0	444,0	1.708,2
34	20.391,0	467,0	1.783,7
35	21.434,0	492,0	1.779,6
36	19.407,0	416,0	1.905,7
37	20.940,0	394,0	2.171,1
38	20.163,0	377,0	2.184,8
39	19.315,0	481,0	1.640,4
40	21.434,0	423,0	2.069,9
41	19.609,0	412,0	1.944,2
42	19.316,0	373,0	2.115,4
43	17.360,0	349,0	2.032,0
44	22.412,0	480,0	1.907,4
45	12.244,0	239,0	2.092,8
46	20.586,0	439,0	1.915,6
47	17.849,0	361,0	2.019,8
48	20.161,0	412,0	1.999,0
49	19.218,0	365,0	2.150,8
50	14.758,0	282,0	2.137,8
Total	797.299,0	20.985,0	1.682,2

Anexo 3 Lecturas de consumo de agua, combustible y generación de vapor en Calderas

Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016

Registro fotográfico de implementación: Preparación de espacio físico



Anexo 13 Cimentación y ubicación de tanques recuperados.

Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016

Registro fotográfico de implementación: Adquisición de materiales y equipos



Anexo 14 Bomba y tubería adquiridas

Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016

Registro fotográfico de implementación: Montaje general de equipos



Anexo 15 Tablero de control, Presóstato

Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016

Registro fotográfico de implementación: Montaje general de equipos



Anexo 15- Continuación: Bomba de agua caliente, Electroválvula neumática Monoestable

Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016

Registro fotográfico de implementación: Montaje de Tubería



Anexo 16 Interconexión de venteos Agua de alimentación e Inyección de venteos.

Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016

Registro fotográfico de implementación: Pruebas del sistema



Anexo 17 Pruebas del sistema: Calibración de transmisor de presión, lectura de presión y temperatura
Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016

Registro fotográfico de implementación: Pruebas químicas del agua



Anexo 18 Muestreo de agua de mezcla para análisis químico

Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016

Registro fotográfico de implementación: Calibración del sistema



Anexo 19 Calibración de transmisores de presión.

Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016

Pruebas químicas del agua de mezcla



Di-CHEM
del ECUADOR S.A.

www.oisa.com.ec

ANÁLISIS FÍSICO - QUÍMICO DE AGUAS

COMPañÍA: VICUNHA DEL ECUADOR S.A.

ATENCIÓN: ING. GABRIEL CALDERON

FECHA: 15.07.2016

CORRIENTE	PARÁMETROS	MJUESTRA B	MUESTRA D	CISTERNA DE AGUA - ACABADOS (8.07.2016)			
	ALCALINIDAD P como ppm de CaCO ₃			0			
	ALCALINIDAD M como ppm de CaCO ₃			400			
	BICARBONATOS como ppm de CaCO ₃			400			
	CARBONATOS como ppm de CaCO ₃			0			
	HIDRÓXIDOS como ppm de CaCO ₃			0			
	DUREZA TOTAL como ppm de CaCO ₃	145	110	80			
	DUREZA CÁLCICA como ppm de CaCO ₃						
	DUREZA MAGNÉSICA como ppm de CaCO ₃						
	HIERRO como ppm Fe	0.3	0.4	0.3			
	OXÍGENO DISUELTO como ppm de O ₂						
	SULFITO como ppm de SO ₃	6	5	2			
	FOSFATO como ppm de PO ₄						
	POSCA RESIDUAL	0	0	0			
	CONDUCTIVIDAD, microohms/cm	997.9	1043	974.5			
	SÓLIDOS DISUELTOS ppm	498.95	521.5	487.25			
	CLORUROS			50			
	pH	8.83	8.91	7.7			
	CICLOS DE CONCENTRACIÓN						
	% PURGA						
	SÍLICE, ppm SiO ₂						
	INDICE DE LANGELIER						
	NITRITOS, ppm						
	TURBIDEZ						
	CROMATOS, como ppm CrO ₄						
	% TRANSP Fe						
	% TRANSP Dureza						
	% TRANSP SiO ₂						

OBSERVACIONES Y RECOMENDACIONES

1. Se observa ligeramente más alto el valor de PH en las muestras B y D respecto al agua de la cisterna de acabados.
2. En las muestras de agua B y D no se observa residual de POSCA y residual de SULFITOS bajo.
3. En los demás parámetros hay una ligera variación como es en la dureza total y hierro respecto al agua de acabados.
4. Físicamente el agua de las muestras B y D están claras, sin coloración, no hay presencia de lodos, y tampoco se observa turbidez.

Anexo 20 Resultado de pruebas químicas del agua

Fuente: Vicunha Ecuador S.A., 2016