

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE QUÍMICA



**“EVALUACIÓN DE LAS POSIBLES FUENTES DE AGUA DE
ATEMPERACIÓN REQUERIDA POR LAS CALDERAS ACUOTUBULARES
DE ALTA PRESIÓN DE UNA PLANTA PRODUCTORA DE
FERTILIZANTES”**

REALIZADO POR:

DARIANA COROMOTO GÓMEZ CHIRINOS

TRABAJO DE GRADO PRESENTADO ANTE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE
COMO REQUISITO PARCIAL PARA OPTAR AL TÍTULO DE:

INGENIERO QUÍMICO

Barcelona, Enero de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE QUÍMICA



**“EVALUACIÓN DE LAS POSIBLES FUENTES DE AGUA DE
ATEMPERACIÓN REQUERIDA POR LAS CALDERAS ACUOTUBULARES
DE ALTA PRESIÓN DE UNA PLANTA PRODUCTORA DE
FERTILIZANTES”**

ASESORES

Ing. Químico Hernán Raven, M.Sc
Asesor Académico

Ing. Químico Jesús Mora
Asesor Industrial

Barcelona, Enero de 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE QUÍMICA



**“EVALUACIÓN DE LAS POSIBLES FUENTES DE AGUA DE
ATEMPERACIÓN REQUERIDA POR LAS CALDERAS ACUOTUBULARES
DE ALTA PRESIÓN DE UNA PLANTA PRODUCTORA DE
FERTILIZANTES”**

Ing. Químico Hernan Raven, M.Sc
Asesor Académico

Ing. Químico Lucas Alvarez
Jurado Principal

Ing. Químico Luís Moreno
Jurado Principal

Barcelona, Enero de 2010

ARTÍCULO 41

DE ACUERDO AL ARTÍCULO 41 DEL REGLAMENTO DE TRABAJO DE GRADO:

“LOS TRABAJOS DE GRADO SON DE EXCLUSIVA PROPIEDAD DE LA UNIVERSIDAD DE ORIENTE Y SOLO PODRÁN SER UTILIZADOS A OTROS FINES CON EL CONSENTIMIENTO DEL CONSEJO DE NÚCLEO RESPECTIVO, QUIEN LO PARTICIPARÁ AL CONSEJO UNIVERSITARIO”.

DEDICATORIA

Primero que nada a Dios todopoderoso por siempre acompañarme y brindarme su protección, mis padres Darío y Ana por su amor incondicional y a mis padrinos Irma y Armando por ser mi apoyo incondicional y este logro es de ustedes. A Christian, con el cual compartí toda mi carrera y muchas experiencias, por su compañía

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a Dios todopoderoso y a mi virgen Coromoto, por iluminar mi camino, brindarme las oportunidades y ponerme en el camino a las personas que contribuyeron a mi crecimiento académico y personal, por guiar mis pasos y ofrecerme la fortaleza y serenidad espiritual para seguir adelante a pesar de los obstáculos.

A mis padres por su apoyo incondicional y amor. A mis hermanos Darío y Héctor por su respeto, cuidado y consejos.

A mis padrino Irma y Armando porque sin su apoyo no hubiera podido terminar mis estudios. A mi tía Irma por ser una madre para mí, apoyarme, aconsejarme y sus consejos. Gracias por permitirme entrar en su hogar y por su paciencia.

A mi tía Mary y mi abuela por su apoyo incondicional y preocupación por mi bienestar en todos los aspectos, así como a mi prima Gabriela por sus consejos.

A Christian por su compañía, confianza y cariño durante toda la trayectoria de mi carrera.

A mis amigas y hermanas Mariangel, Sairen y Nelkarlys porque siempre fueron un apoyo para mí, en las malas y buenas siempre estuvieron conmigo.

A todos mis amigos con los cuales compartí rumbas, reuniones y miles de vivencias Natalia, Luis Alberto, David, Kardelys, Rosinic.

A mi amiga Nazaret y María campos por su apoyo y ayuda en todo momento.

A la mama de Nelkarlys y de Mariangel que me trataron como una hija siempre...A todos mis compañeros de Fertinitro Omar, chaparro, Samuel ,Yolimar, Patricia, Carolina, Morey, Harold, David Mare, Josue ,Alonso por su apoyo y compañerismo....

A todos ustedes, mil GRACIAS.

RESUMEN

El presente trabajo abarcó la evaluación de las posibles fuentes de atemperación de agua de atemperación para las calderas acuotubulares de alta presión de la planta productora de fertilizantes, ubicado en el complejo José Antonio Anzoátegui, estado Anzoátegui, se realizaron análisis de los parámetros fisicoquímicos tanto al agua de alimentación de calderas, fuente actual de atemperación, como a las fuentes propuestas de agua de salida de lechos mixtos, condensado de procesos, condensado de turbinas y de vapor saturado HS mediante los resultados obtenidos se preseleccionaron el condensado de turbinas y vapor saturado de caldera porque presentaron menor porcentaje de desviación de parámetros fisicoquímicos fuera de especificación, a través de la simulación del proceso de atemperación del vapor de alta presión de caldera en tres escenarios distintos: operación actual, con condensado de turbinas y con condensado de vapor saturado de alta presión (HS), empleando el simulador de procesos Hysys, con el fin de determinar los flujos requeridos para la atemperación del vapor, luego se diseñó el condensador empleando el simulador de procesos Aspen plus y seleccionaron las bombas adecuando las condiciones de temperatura y presión del condensado de vapor saturado HS y de turbinas a las requeridas para la atemperación a cuyos equipos diseñados y/o seleccionados con el implemento de correlaciones y cotizaciones se determinó la inversión inicial en costos principales de equipos resultando de 51.760,28 \$ y 66.858,44 \$ para el condensado de turbinas y vapor saturado respectivamente, esta inversión inicial junto otros criterios se tomaron en cuenta para la selección de la opción con mayor factibilidad técnica y económica a través de una matriz de evaluación resultando ser el condensado de turbinas la opción con mayor factibilidad tecno-económica.

CONTENIDO

ARTÍCULO 41	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
RESUMEN.....	viii
CONTENIDO	ix
CAPITULO I.....	1
INTRODUCCIÓN	1
1.1 Breve reseña de la empresa.....	1
1.2 Planteamiento del problema.....	3
1.3 Objetivos	5
1.3.1 Objetivo general.....	5
1.3.2 Objetivos específicos	6
CAPITULO II	7
MARCO TEÓRICO.....	7
2.1 Antecedentes	7
2.2 Definiciones	8
2.2.1 Urea.....	8
2.2.2 Amoníaco	8
2.2.3 Carbamato de amonio	9
2.2.4 Carbonato de amonio	9
2.3 Conocimientos generales sobre sistema de generación de vapor.....	9
2.3.1 Sistema de generación de vapor.....	9
2.3.1.1 Calderas generadoras de vapor	10
2.4 Obtención de amoniaco.....	21
2.5 Descripción del proceso de obtención de urea.....	22
2.6 Vapor de agua como servicio industrial en fertinitro.....	24
2.6.1 Sistema de generación de vapor de alta presión HS	25

2.6.1.1 Calderas acuotubulares de alta presión	25
2.6.1.2 Atemperación del vapor en calderas (control de temperatura del HS generado).....	27
2.6.1.3 Agua de alimentación a calderas o BFW (Boiling Feed Water).....	30
2.7 Preparación de condiciones de presión y temperatura del agua desmineralizada para adquirir la denominación de alimentación a caldera o BFW	33
2.7.1 Pre calentamiento del agua de alimentación a calderas (BFW).....	34
2.7.2 Adecuación de la presión del agua de alimentación de caldera y desaireación de la misma	35
2.8 Equipo consumidor de vapor hs en la planta	38
2.8.1 Turbinas de vapor.....	38
2.9 Equipos usados para la adecuación de las condiciones de temperatura y presión de un fluido	40
2.9.1 Condensadores	40
2.9.1.1 Calculo estimado del área de transferencia de calor	41
2.9.1.2 Intercambiadores de haz de tubos y coraza.....	42
2.9.1.3 Intercambiadores de tubos en U.....	42
2.9.2 Bomba centrífuga.....	43
2.9.2.1 Balances macroscópicos en sistemas isotérmicos.....	44
2.9.2.2 Cavitación	46
2.9.3 Tanque de almacenamiento de agua	48
2.9.3.1 Clasificación de tanques de almacenamiento.....	49
2.10 Balances de materia sin reacción química	51
2.10.1 Ecuación general de balance de materia	51
2.11 Simuladores de procesos.....	52
2.12 Evaluación económica de proyectos	53
2.12.1 Estimación de costos por equipo.....	53
2.12.2 Actualización de costos.....	58
CAPITULO III.....	59

DESARRROLLO DEL PROYECTO.....	59
3.1 Caracterizar fisicoquímicamente el agua usada para la atemperación en las calderas.....	59
3.1.1 Caracterización fisicoquímica de agua.....	59
3.2 Proposición de las posibles fuentes de agua de atemperación	62
3.2.2 Recopilación de los datos de diseño y operación tanto del agua de atemperación actual como de las fuentes propuestas.....	65
3.2.2.1 Recopilación de los datos de diseño del proceso de atemperación actual	65
3.2.2.2 Recopilación de los datos de operación actual tanto del agua de alimentación a caldera (fuente actual de atemperación) como del agua de las fuentes propuestas	67
3.2.2.3 Preselección de las opciones planteadas	73
3.3 Selección de los equipos necesarios para la adecuación de las condiciones del agua proveniente de las posibles fuentes propuestas a las requeridas para la atemperación en calderas	74
3.3.1 Determinación del flujo a través de la simulación del proceso de atemperación usando el simulador Hysys plant 3.2.....	77
3.3.1.1 Comparación de los resultados de la simulación del proceso de atemperación actual en Hysys a las condiciones de operación actual de la planta.....	78
3.3.1.2 Simulación del proceso de atemperación usando condensado de turbina como flujo atemperador.....	81
3.3.1.3 Simulación del proceso de atemperación usando como flujo atemperador condensado de vapor saturado de caldera	83
3.3.2 Adecuación de la presión de la corriente de atemperación para cada opción.....	90
3.3.2.1 Selección de bomba.....	90

3.4 Escoger la opción con mayor factibilidad de acuerdo a una evaluación técnica y estudio de costos preliminar.....	70
3.4.1 Estudio de costos preliminar.....	70
3.4.1.1 Estimación de costos por equipo.....	70
3.4.1.2 Actualización de precios de los equipo.....	73
CAPITULO IV.....	76
DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	76
4.1 Análisis de resultados obtenidos.....	76
4.1.1 Análisis de los parámetros fisicoquímicos del agua de alimentación a calderas (BFW).....	76
4.1.2 Criterios usados para la proposición de las fuentes de atemperación.....	83
4.1.2.1 Análisis de los parámetros fisicoquímicos del agua procedente de las fuentes propuestas.....	85
4.1.3 Análisis de los parámetros de diseño de los equipos seleccionados y diseñados para la adecuación de las condiciones del condensado de turbinas y vapor saturado a las requeridas para la atemperación en calderas.....	94
4.1.3.1 Equipos diseñados y seleccionados.....	95
4.1.4 Análisis de estudio de factibilidad técnica y económica de las opciones de condensado de turbina y vapor saturado de caldera.....	98
4.1.4.1 Inversión de capital.....	99
4.1.4.2 Espacio físico requerido.....	102
4.1.4.3 Ganancia de la inversión.....	102
4.1.4.4 Selección de la opción con mayor factibilidad técnica y económica	104
CAPITULO V.....	106
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	106
5.1. Conclusiones.....	106
5.2. Recomendaciones.....	106
BIBLIOGRAFÍA.....	108
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO.....	110

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1 Breve reseña de la empresa

Fertilizantes Nitrogenados de Venezuela, FertiNitro C.E.C, es una empresa petroquímica, dedicada a la producción de amoníaco y urea granulada. Está ubicada en el Complejo Industrial Petroquímico y Petrolero General de División José Antonio Anzoátegui, en la localidad de Jose, al norte del estado Anzoátegui. En la figura 1.1 se muestra su ubicación dentro del condominio de Pequiven.

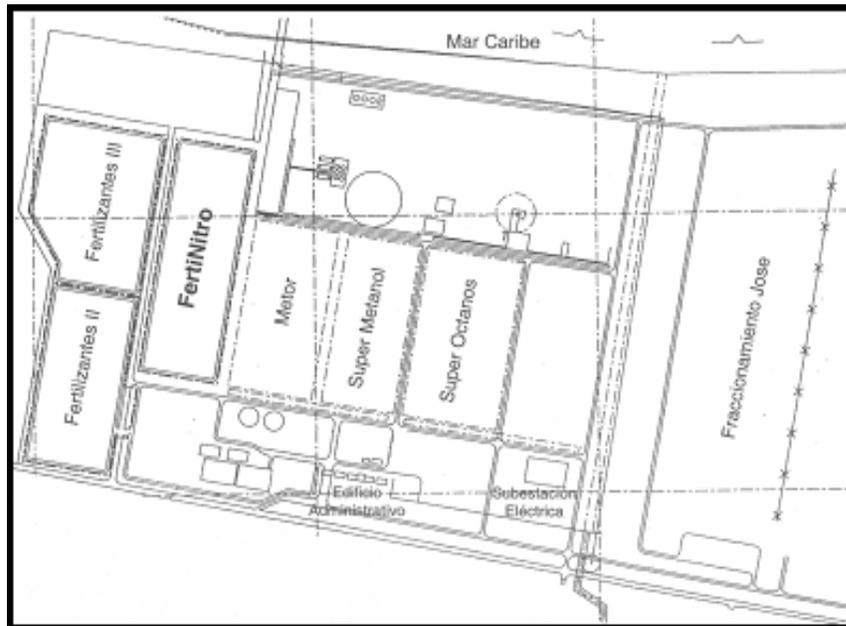


Figura 1.1. Ubicación de la empresa Fertilizantes Nitrogenados de Venezuela C.E.C dentro del condominio de Pequiven.

Su construcción se inició en 1997, creándose con el propósito de cumplir compromisos comerciales a nivel mundial y establecer en el mercado una producción de amoníaco y urea de alta calidad. La instalación de esta empresa ha sido posible con una inversión de mil cien millones de dólares, de los cuales el 30% fue aportado por los socios del proyecto, el 70% restante fue financiado por un pool de tres bancos, Citibank y Nations Bank de Estados Unidos y Medio Crédito Centrale de Italia.

Esta empresa cuenta con dos plantas de amoníaco anhidro, cuya capacidad de producción es 1.800 toneladas por día cada una, y dos plantas de urea granulada, de tecnología Snamprogetti, cada una con capacidad de producción de 2.250 toneladas métricas por día (TMPD). Las dos unidades de urea trenes (11 y 21) son idénticas y se dividen en cinco secciones: el circuito de alta presión, el circuito de media presión, el circuito de baja presión, la sección de vacío y por último hidrólisis. Adicionalmente posee las áreas de servicios para generación de vapor, agua desmineralizada, tratamiento de agua de enfriamiento, aire de servicio, nitrógeno de servicio, efluentes y almacenamiento, entre otros.

FertiNitro es una compañía de carácter mixto, con participación de empresas del estado venezolano, como Petroquímica de Venezuela (Pequiven), y empresas privadas extranjeras y venezolanas, como Koch Industries, Snamprogetti y Empresas Polar.

Pequiven se dedica al procesamiento de variados productos petroquímicos para el mercado nacional e internacional. Koch Industries es una compañía privada norteamericana ubicada entre las mayores corporaciones de los Estados Unidos tomando como base las ganancias. Esta compañía emplea a más de 13.000 personas alrededor del mundo y posee participaciones en diversas áreas tales como la industria del petróleo y gas, agricultura, productos químicos, metales y minerales, bienes raíces

e inversiones financieras. Snamprogetti es una empresa italiana, perteneciente al grupo ENI, líder en los servicios de ingeniería, procura y construcción en los sectores de química, petroquímica, petróleo y gas. Empresas Polar es un gran conglomerado privado, líder en los mercados venezolanos de cerveza, refrescos, harina de maíz, aceite comestible y otros alimentos. Polar posee participaciones en empresas nacionales e internacionales en áreas como manufactura, finanzas, petróleo y petroquímica.

La participación accionaria, expresada en porcentaje, es como se muestra a continuación:

Pequiven 35 %
Koch Industries 35 %
Snamprogetti 20 %
Empresas Polar 10 %

Además, Snamprogetti participa también como proveedor de tecnología y contratista principal constructor del complejo.

1.2 Planteamiento del problema

La visión y misión de FertiNitro exigen, no sólo mantener un producto de altísima calidad en los mercados de urea y amoníaco del mundo, sino también contar con un proceso productivo confiable en función de la eficiencia, tecnología, continuidad y seguridad de cada uno de sus sistemas, preservando siempre la interacción entre la industria y el medio ambiente.

El propósito de un sistema de vapor efectivo es producir vapor dentro de los rangos de flujo, presión, temperatura y calidad requeridas para abastecer a todos los

elementos consumidores de vapor, tanto en operación normal como en arranque y paradas de la planta.

La temperatura y presión del vapor de calderas se mantienen dentro de los rangos requeridos a través de la variación del flujo de agua de atemperación mediante el contacto directo de la misma con el vapor procedente del sobrecalentador primario (el vapor de entrada al sobrecalentador secundario). Si la temperatura y presión del vapor del sobrecalentador secundario está por encima del rango se aumenta la cantidad de agua para disminuir la temperatura y por consiguiente la presión del vapor. En el caso contrario se disminuye el caudal de agua para atemperar.

El flujo de agua, usada para regular la temperatura y presión del vapor generado por calderas(de atemperación) es succionada por las bombas 32-P-602-A/B desde el desaireador 32-V-603, cuyo caudal varía de (5-12) T/h con una presión de (67-73kg-f/cm²) y temperatura de (130-133 °C).

El serpentín del sobrecalentador secundario ha presentado fallas de carencia o deficiencia de circulación de vapor al interior del tubo por obstrucciones (depósitos en la piel interna de los tubos). Esto se debe a que el agua introducida en los sobrecalentadores con el fin de atemperar, sufre un proceso de evaporación instantáneo, lo que ocasiona que cualquier sustancia que este disuelta en el agua sufra un proceso físico que tiende a dejar un depósito disminuyendo la transferencia de calor desde el lado del hogar(donde estan las llamas que inciden directamente sobre los tubos) al lado interno de los tubos, causal determinante de falla en tuberías(ruptura de la piel los tubos), sucediendo este fenómeno por la naturaleza del agua utilizada para atemperar.

Para solventar el problema se evaluarán las posibles fuentes de agua de atemperación para calderas. Para ello se hará un estudio de los equipos principales de

donde proviene el agua de atemperación en operación actual, los cuales son: el desaireador y el tanque de agua desmineralizada (T-702), en el cual llega el agua proveniente del tren de tratamiento de agua cruda y de los condensados de turbinas de las unidades de amoniaco y urea; además de la caracterización fisicoquímica del agua proveniente de los mismos, planteando a su vez, las alternativas posibles para la obtención del agua de atemperar de una fuente diferente a la usada actualmente.

Se utilizará como herramienta para la obtención de datos la red de datos computarizados PHD (Process History Database) de Honeywell que suministra información acerca de la composición, temperatura, presión y flujos en determinados puntos clave del proceso lo que proporciona información necesaria sobre cada uno de los equipos de la planta en objeto de estudio.

Este trabajo se va a realizar para tener la posibilidad de conocer la mejor alternativa tanto técnica como económica para obtener agua de atemperación bajo las condiciones requeridas y no las actuales de operación, causantes de los problemas operacionales existentes y así garantizar las condiciones apropiadas para incrementar la transferencia de calor y por ende la eficiencia de las calderas generadoras de vapor de alta presión.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Evaluar las posibles fuentes de agua de atemperación requerida por las calderas acuatubulares de alta presión de una planta productora de fertilizantes.

1.3.2 Objetivos específicos

1. Caracterizar fisicoquímicamente el agua usada para la atemperación en las calderas.
2. Proponer las posibles fuentes para obtener agua de atemperación en calderas.
3. Seleccionar los equipos necesarios para la adecuación de las condiciones del agua proveniente de las fuentes propuestas a las requeridas para la atemperación.
4. Seleccionar la opción con mayor factibilidad de acuerdo a una evaluación técnica y estudio de costos preliminar.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1 Antecedentes

En 2009, Moreno ^[1] realizó un evaluación de la red de vapor de baja presión en los trenes de producción de amoníaco de la empresa Fertinitro, Se efectuaron balances de masa y energía utilizando una hoja de cálculo en Microsoft Excel y la simulación de la red de vapor, con el simulador Pipephase 9.0, a las condiciones de diseño y operación, concluyéndose que las turbinas estuvieran en funcionamiento constante, de tal forma que las bombas y el ventilador sean accionados por estas turbinas y no por motores eléctricos.

En 2009, Chaparro ^[2] realizó un desarrollo de despliegue de enclavamientos de seguridad en calderas generadoras de vapor, para lo cual compiló información sobre el sistema de generación de vapor donde se plantea el tema con un enfoque tanto teórico como aplicado directamente a FertiNitro. Esto con especial énfasis en las calderas acuatubulares de generación de vapor y el sistema de control de procesos asociado para el control de la calidad del vapor generado describiendo los esquemas de control de las calderas generadoras de vapor de la empresa

En 2007, Hernández ^[3] realizó una evaluación de los hornos y calderas de una empresa de producción de metil-terbutil-eter, a través del análisis de las características fisicoquímicas (pH, conductividad, fosfato, hierro y sílice) del agua de alimentación, para la generación de vapor, la inspección visual, el chequeo de los parámetros de procesos de los hornos y calderas.

En 2002, Casanova^[4] realizó una evaluación de los sistemas de generación de vapor y recuperación de condensados en la planta de FertiNitro, la cual verificó el funcionamiento de los equipos que utilizan y generan vapor y de los instrumentos que lo miden, encontrándose en las líneas de equipos principales los instrumentos de medición en malas condiciones, los cuales arrojaban valores erróneos en operación.

2.2 Definiciones

2.2.1 Urea

La urea tiene fórmula molecular NH_2CONH_2 y es, desde muchos puntos de vista, la forma más conveniente para la fijación de nitrógeno. Es un compuesto cristalino blanco obtenido del amoníaco y del dióxido de carbono. Tiene el máximo contenido de nitrógeno disponible en un fertilizante sólido (46 %). Es sencillo de producir en perlas o gránulos y se transporta fácilmente en granel o en bolsas, sin peligro de explosión. Se disuelve rápidamente en agua y es menos corrosivo a los equipos que muchos otros compuestos. Además de su uso como fertilizante, se emplea como complemento proteínico de alimentos para los rumiantes, en la producción de melamina, como ingrediente en la manufactura de resinas, plásticos, adhesivos, recubrimientos, agentes sanforizadores de textiles y resinas intercambiadores de iones^[1].

2.2.2 Amoníaco

El amoníaco anhidro (amoníaco), es un compuesto químico de nitrógeno e hidrógeno de fórmula molecular NH_3 . A la presión atmosférica es un gas con una densidad menor que la del aire. Se licua a presiones moderadas.^[1]

2.2.3 Carbamato de amonio

El carbamato de amonio es un producto intermedio de la reacción entre el amoníaco líquido y el dióxido de carbono gaseoso, para la formación luego de la urea líquida, por lo tanto, está presente en el proceso de producción de urea el cual se descompone y se recicla a lo largo de todo el proceso.

2.2.4 Carbonato de amonio

El carbonato de amonio es un compuesto líquido intermedio que se produce en el proceso de producción de urea, específicamente aguas abajo de la sección de media presión por la disolución del carbamato de amonio en agua, es decir, equivale al carbamato de amonio en menos concentración. ^[1]

2.3 Conocimientos generales sobre sistema de generación de vapor

2.3.1 Sistema de generación de vapor

El proceso de generación de vapor consiste en la ebullición de una alimentación de agua por debajo del punto crítico, se realiza a temperatura y presión constante por la termodinámica implicada en el proceso. El sistema de generación de vapor dentro de una planta tiene que tener integrados: ^[2]

- Caldera integradas a su vez por tambor de agua y vapor, sobrecalentador de vapor y economizador.
- Equipos de tratamiento de BFW “Boiler Feed Water” (Agua de alimentación a calderas).

- Equipos de medición y control (temperatura, presión, flujo, calidad de vapor, nivel del tanque, etc)^[5]

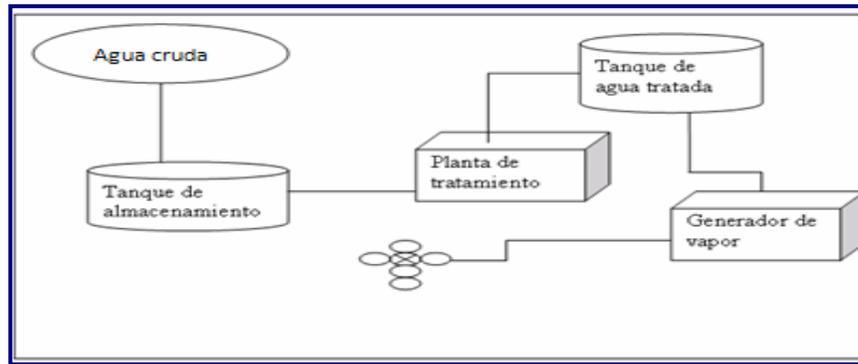


Figura 2.1 Diagrama de un proceso generalizado de una planta de vapor.^[5]

2.3.1.1 Calderas generadoras de vapor

Las calderas se diseñan para producir vapor y su posterior uso múltiple. En cada caso, el objetivo está en conseguir el diseño más eficiente y fiable a un bajo costo. En el mercado industrial, las calderas se diseñan para quemar una variedad grande de combustible y para operar presiones de hasta 12,4 MPa, con capacidades de producción que llegan hasta 455.000 kg/h. Las calderas de capacidad elevada tienen capacidades que van desde 4545 kg/h hasta unos 270000 kg/h. Estas unidades se diseñan para operar a presiones hasta de 11,4 MPa y temperaturas de hasta 783 K. Mientras la mayoría de las calderas están destinadas a quemar gas o aceite, hay también diseños disponibles para quemar carbón pulverizado.^[2]

2.3.1.1.1 Clasificación de las calderas generadoras de vapor

- En base al contenido de los tubos se clasifican en acuatubulares y pirotubulares.
- En base a la posición de los tubos en: verticales, horizontales e inclinados.
- En base a la forma de los tubos en: calderas de tubos rectos y calderas de tubos curvados.
- En base a la naturaleza del servicio que prestan en: fijas, portátiles, locomóviles y marinas. ^[5]

De entre estas clasificaciones la que se destaca y engloba mejor cada uno de los tipos es en base al contenido de los tubos.

• **Acuatubulares**

El agua o vapor pasa por el interior de los tubos y los gases calientes se hallan en contacto con la superficie externa de dichos tubos. Son usadas casi exclusivamente cuando interesa operar a grandes presiones y elevados rendimientos. Fundamentalmente, las calderas acuatubulares están integradas por tambores y tubos. Los tambores se utilizan para almacenar agua y vapor. Los tubos permiten interconectar a los tambores y es donde se realiza la transferencia de calor. Las ventajas que ofrecen las calderas acuatubulares son reducir costos, simplificar zonas de los tubos, usar modelos compactos y accesibles, lograr una transmisión de calor eficiente, obtener una circulación óptima de fluidos y operar con una elevada producción de vapor. Actualmente existe una variedad amplia de calderas acuatubulares, tienen su propia clasificación en calderas de: tubos rectos, tubos curvos, un solo cuerpo cilíndrico, varios cuerpos cilíndricos ^[5]

- **Pirotubulares**

En este tipo el fluido en estado líquido se encuentra en un recipiente, y es atravesado por tubos por los cuales circula gases a alta temperatura producto de un proceso de combustión.

Sistemas para circulación en calderas acuotubulares

Se clasifican en general como de circulación natural, de circulación forzada o asistida y de flujo monopaso: [5]

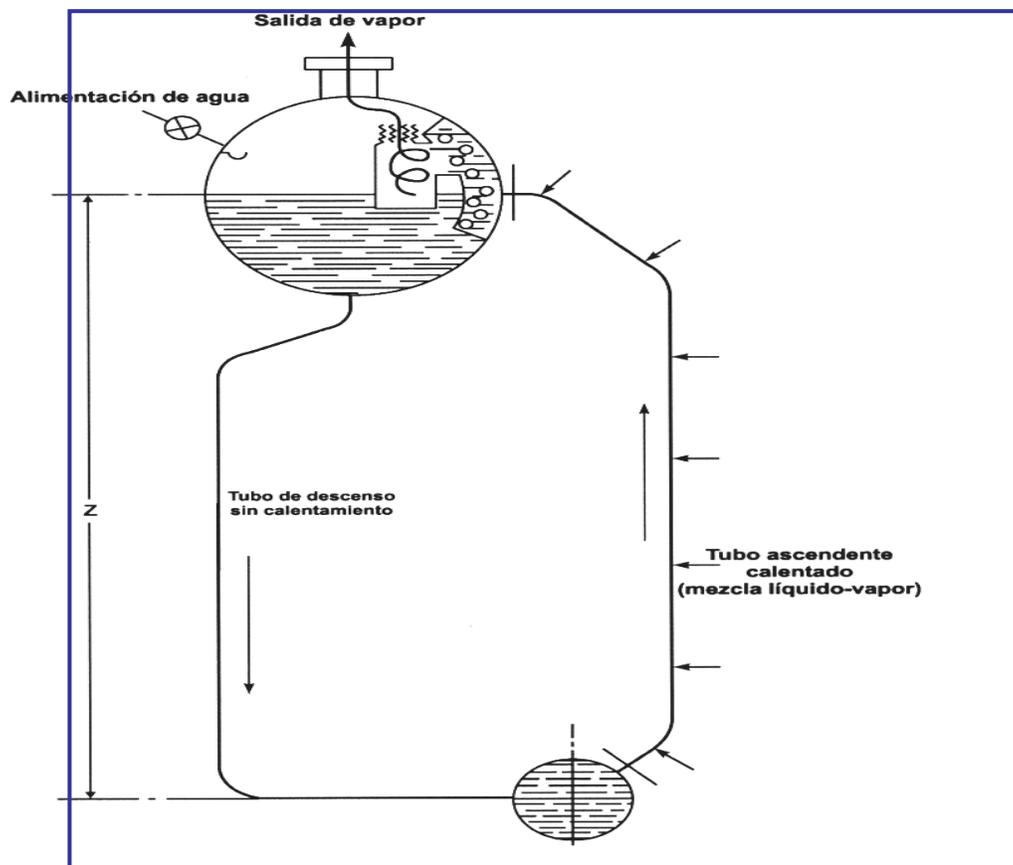


Figura 2.2. Esquema simple de caldera acuotubular de circulación natural. [5]

- **De circulación natural**

La fuerza de gravedad produce el flujo a través de los tubos utilizando la diferencia de densidad que existe entre los tubos ascendentes y descendentes. El calor incide directamente sobre los tubos ascendentes haciendo que a medida en que el fluido asciende su densidad vaya disminuyendo; mientras que la densidad del fluido en los tubos descendentes va aumentando en la medida que se desciende. Esta diferencia de densidades debe compensar las pérdidas de carga a lo largo de los tubos para mantenerse en circulación, además de que el flujo másico descendente debe ser igual al flujo másico ascendente para mantener la estabilidad del sistema.

En la parte superior de la caldera se ubica un tambor del cual desciende el líquido saturado y se recibe una mezcla de líquido y vapor a través de los tubos ascendentes. El término fracción de sequedad es referido a la cantidad de vapor en la mezcla y puede ser expresado como fracción por volumen o por peso. Este factor es muy importante debido a que los tubos deben estar en contacto con agua en todo momento para asegurar una satisfactoria transferencia de calor y evitar que se seque la superficie de los tubos causando sobrecalentamiento y la posible falla de los mismos. En la figura 2.2 se presenta un esquema representativo de una caldera acuotubular con tambor de vapor, de líquido, un tubo ascendente y un tubo descendente. ^{[5][2]}

- **De circulación forzada**

Una caldera de circulación forzada es aquella en la cual el flujo es impulsado por bombas que suministran el cabezal de presión requerido en el sistema. También poseen un tambor superior del cual desciende el líquido saturado y recibe una mezcla líquido-vapor y un tambor inferior que contiene el agua líquida. La circulación forzada tiene ventajas sobre la circulación natural cuando la caldera opera cerca del punto crítico. Por debajo de 18.200 kPa se utiliza circulación natural. Esto responde

al hecho de que la diferencia de densidad es cada vez menor conforme se aumenta la presión del circuito, haciendo que el flujo en circulación natural sea muy bajo y por consiguiente baja generación de vapor^[5]

- **De flujo monopaso**

El agua que se alimenta a la unidad absorbe calor hasta que se convierte completamente en vapor. El flujo másico total, a través de los tubos situados en la pared del hogar, iguala el flujo de agua alimentada y, durante la operación normal, al de vapor total. Como lo único que abandona la caldera es vapor, no hay necesidad de un tambor acumulador^[5]

2.3.1.1.2 Constitución principal de calderas acuatubulares

- **Sobrecalentadores**

Un sobrecalentador sirve para aumentar la temperatura del vapor generado por encima de su nivel de saturación. El objetivo de esta operación es que al ser utilizado el vapor en la generación de potencia en turbinas, se evita la formación de gotas de agua que pudiesen causar erosión de los álabes. No obstante, en algunas turbinas se expande tanto el vapor que se hace necesario la separación de condensados interetapa. Si el vapor va a ser distribuido dentro de una red es necesario sobrecalentarlo para asegurar que los equipos usuarios no lo reciban como vapor saturado que pueda condensar a causa de las pérdidas en las tuberías^[5]

- **Economizadores**

Son esencialmente intercambiadores de calor que utilizan como fluido caliente los gases de la chimenea, calentando el agua de alimentación a las caldera (BFW por sus siglas en inglés), que entra al tambor de vapor de las calderas de circulación natural y forzada^[3]

- **Tambor de vapor (separación vapor – líquido)**

El tambor superior en la generación de vapor cumple con varias funciones importantes en el proceso. Entre estas están la recepción del BFW, separar el vapor de la mezcla líquido vapor que circula por los tubos ascendentes, servir de punto de inyección de tratamiento químico interno del agua de caldera, y permitir la purga continua de la caldera para disminuir la concentración de sólidos. La separación primaria se da en dos pasos. En el primer paso todo el vapor es removido del agua y en el segundo se remueven pequeñas gotas de agua que suben con el vapor. En la separación primaria se hace uso del efecto de gravedad ayudado de deflectores que ayudan a la separación del vapor. Algunos diseños utilizan el efecto de fuerza centrífuga para lograr la separación. En la figura 2.3 se muestra un ejemplo de tambor de vapor típico^[5]

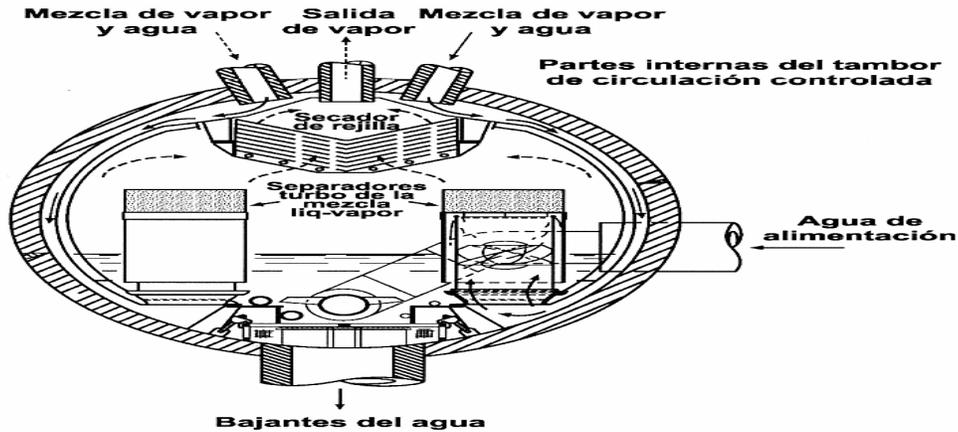


Figura 2.3. Tambor de vapor típico en calderas acuotubulares. [5]

A continuación en la figura 2.4 se presenta un esquema generalizado de una caldera generadora de vapor por circulación natural de tubos verticales, siendo el modelo más común en calderas generadoras de vapor. [4]

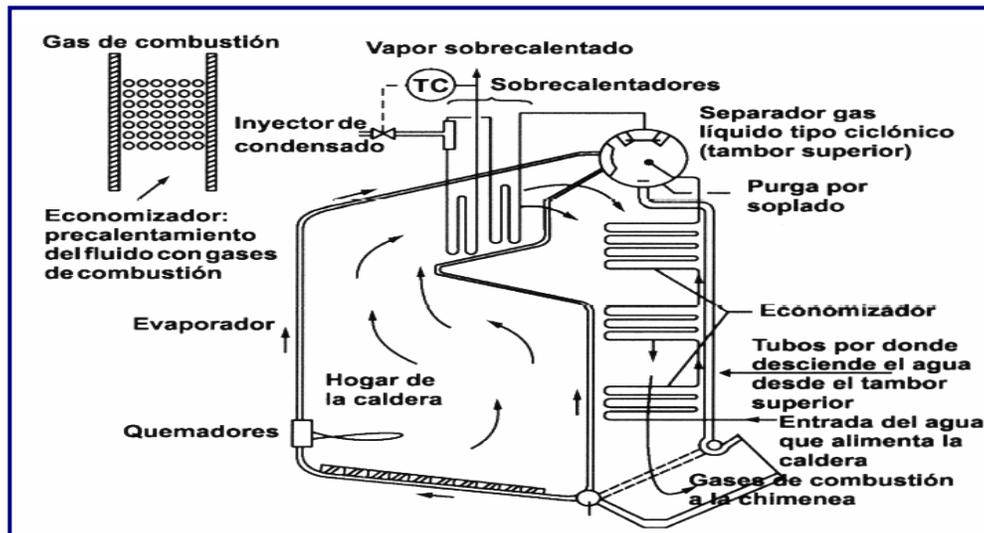


Figura 2.4. Esquema general de una caldera acuotubular de circulación natural. [5]

2.3.1.1.3 Problemas operacionales de calderas.

Los principales objetivos del acondicionamiento de agua para calderas son la prevención de problemas en los sistemas de calderas como incrustaciones, corrosión y arrastres. ^[3]

- **Incrustaciones**

La incrustación se define como un depósito adherente sobre la superficie de transferencia de calor en el lado agua de las calderas, producida por las impurezas sedimentadas o cocidas sobre la superficie de calefacción. A las elevadas temperaturas a las que se encuentra la caldera los depósitos constituyen un serio problema, y causan una mala transferencia de calor y un potencial para la ruptura de los tubos de la caldera. El agua que circula a través de los tubos, normalmente alejan el calor del metal, evitando que el tubo acelere este intervalo. Los depósitos aíslan el tubo y reducen la tasa a la que puede quitarse este calor, lo cual conlleva a un sobrecalentamiento y a una ruptura del mismo. Si no se causa la ruptura puede causar una importante pérdida de la eficiencia así como la interrupción de la transferencia de calor en otras secciones de la caldera. ^[3]

- **Corrosión**

Se entiende por corrosión la interacción de un metal con el medio que lo rodea, produciendo el consiguiente deterioro en sus propiedades tanto físicas como químicas. La característica fundamental de este fenómeno, es que sólo ocurre en presencia de un electrolito, ocasionando regiones plenamente identificadas, **llamadas anódicas y catódicas**: una reacción de oxidación es una reacción anódica, en la cual los electrones son liberados dirigiéndose a otras regiones catódicas. En la región anódica se producirá

la disolución del metal (corrosión) y, consecuentemente en la región catódica la inmunidad del metal. [5]

- **Arrastre**

Desde la caldera hacia el sistema de vapor, esto puede ser un efecto mecánico, puede deberse a la volatilidad de algunas sales presentes en el agua de la caldera, como la sílice y los compuestos de sodio; o puede ser causado por el espumado. [5]

Control químico y mecánico del agua de alimentación de calderas

- **Control mecánico (control de la corrosión)**

El agua que contiene gases disueltos ocasiona muchos problemas de corrosión. Por ejemplo, el oxígeno en agua produce un tipo de perforación, que resulta particularmente grave debido a su carácter localizado. La corrosión del dióxido de carbono se encuentra con frecuencia en los sistemas de condensados y menos comúnmente en los sistemas de distribución de agua. El agua que contiene amoníaco ataca fácilmente el cobre y las aleaciones de cobre. Por ese motivo, la desaireación se utiliza ampliamente para eliminar del agua los gases disueltos como el oxígeno y el dióxido de carbono y controlar así la corrosión. En particular, se utiliza para eliminar el oxígeno de los sistemas de agua de alimentación a caldera. La solubilidad de un gas en un líquido se expresa por la Ley de Henry. La concentración en equilibrio de un gas disuelto en un líquido es proporcional a la presión parcial de ese gas que se pone en contacto con el líquido. Así un gas disuelto se puede eliminar del agua reduciendo la presión parcial de ese gas en la atmósfera que se pone en contacto con el líquido. Eso también se puede lograr aplicando vacío al sistema y venteando el gas no deseado (desaireación al vacío) o bien, la atmósfera se puede cambiar a la de otro

gas, aplicando un nuevo gas al sistema mientras al mismo tiempo se ventea el gas no deseado para eliminarlo (desaireación por presión).

La desaireación al vacío se ha utilizado satisfactoriamente en los sistemas de distribución de agua, pero en FertiNitro la desaireación a presión, con vapor actuando como el gas de purga, se emplea para preparar el agua de alimentación a caldera. El vapor se elige como el gas de purga porque está fácilmente a disposición, no contamina el agua y además calienta el agua y con esto reduce la solubilidad de los gases. El agua de entrada de los desaireadores no debe contener prácticamente sólidos suspendidos que podrían obstruir las válvulas de rocío, las conexiones del distribuidor de la entrada y las bandejas del desaireador. Además, las válvulas de rocío, las conexiones y las bandejas del desaireador se pueden taponar con las escamas que se forman cuando el agua que se desairea tiene elevados niveles de dureza y alcalinidad. Si bien los desaireadores reducen en efecto el oxígeno a niveles muy bajos, incluso pequeñas trazas de oxígeno pueden ocasionar daños por corrosión en un sistema. Por consiguiente, la buena práctica operativa requiere la eliminación de hasta las últimas trazas de oxígeno con un secuestrante de oxígeno químico, tal como sulfito de sodio o hidrazina.^[5]

- **Control químico de la corrosión en la pre-caldera y la caldera**

Las causas más comunes de corrosión en el sistema de la caldera son los gases corrosivos disueltos, los agentes químicos, las celdas de concentración y el pH bajo. Los problemas de corrosión se pueden desarrollar en cualquier parte del sistema de generación de vapor, tanto del lado del agua como del lado del fuego.

•Eliminación del oxígeno disuelto

La gravedad del ataque del oxígeno depende de la concentración del oxígeno disuelto, el pH y la temperatura. La influencia de la temperatura en la capacidad corrosiva del oxígeno disuelto es particularmente importante en los calentadores y economizadores cerrados, donde la temperatura del agua se eleva rápidamente. El aumento de la temperatura proporciona suficiente fuerza impulsora como para acelerar la reacción, de manera que incluso cantidades muy pequeñas de oxígeno disuelto en el agua de alimentación puede ocasionar corrosión grave. La desaireación mecánica del agua de alimentación es un primer paso importante para eliminar el oxígeno disuelto y otros gases corrosivos tales como el amoníaco, el dióxido de carbono y el sulfuro de hidrógeno. La desaireación mecánica eficiente reduce el oxígeno disuelto hasta un nivel tan bajo como 6,5 ppb. Para lograr una eliminación total del oxígeno es necesaria una desaireación química adicional. Los químicos secuestrantes de oxígeno comunes que se utilizan para la desaireación química del BFW son el sulfito de sodio, la hidrazina, la carbohidrazida y la dietilhidroxilamina (DEHA). En FertiNitro se lleva a cabo la dosificación de un producto químico secuestrante de oxígeno basado en la DEHA que se inyecta directamente en el tambor del desaireador.

• Control del pH

Un suministro de agua de alimentación con bajo pH puede producir graves ataques ácidos en las superficies metálicas del sistema de pre-caldera. Los materiales de la superficie se pueden contaminar con el drenaje de agua mineralizada ácida. El agua con bajo pH ataca el acero, pero con una corrosión general en lugar de localizada. Resulta efectiva la neutralización del pH con una sustancia alcalina tal como la soda cáustica. Cuando están en uso los economizadores, el pH del agua de alimentación debe estar por encima del valor neutro. Normalmente, es suficiente un

rango de pH entre 8,3 y 9,0 para asegurarse contra ataques ácidos. En FertiNitro hay un paquete destinado a la dosificación de una amina neutralizante que se inyecta en el tambor del desaireador para controlar el pH del sistema de pre-caldera y condensado.

•Depósitos en la caldera

Los depósitos constituyen el mayor problema para la operación de los equipos generadores de vapor. Los depósitos son acumulaciones de material en las superficies de la caldera que pueden ocasionar recalentamiento y también restricciones en la circulación. La mayoría de los sistemas de caldera actuales operan con agua de alimentación de relativamente buena calidad. Pero ni siquiera el agua de alta calidad evita que se produzcan depósitos durante la operación. Por lo tanto, se necesitan buenos programas de tratamiento interno del agua de caldera. El tratamiento de las calderas ha sido esencialmente el agregado de compuestos de fosfato, ya sea por ellos mismos o con un hidróxido. El control congruente se desarrolló para evitar el ataque cáustico en las calderas de alta presión. Sugiere que para impedir el ataque cáustico, la relación de moles entre el sodio y el fosfato no debe superar 2,8:1; y que para evitar el riesgo de ácido libre, la relación de moles no debe ser inferior a 2,2:1.

2.4 Obtención de amoníaco

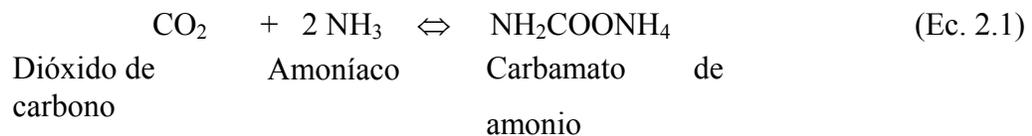
En FertiNitro existen dos unidades iguales, 12 y 22, cuyo proceso tiene como finalidad la obtención de amoníaco a partir del hidrógeno y el nitrógeno. El hidrógeno se obtiene por dos vías distintas y consecutivas, la primera es la reformación al vapor o reformación primaria y la segunda es la oxidación parcial o reformación secundaria. En la reformación, el metano componente principal del gas natural, es sometido a combustión controlada donde el vapor es el agente oxidante. En la segunda reformación, el metano remanente es sometido a una segunda combustión donde el

agente oxidante es el oxígeno del aire. Debido a la introducción de aire en el sistema ahora la mezcla también posee nitrógeno además de hidrógeno, componentes precursores del amoníaco^[2]

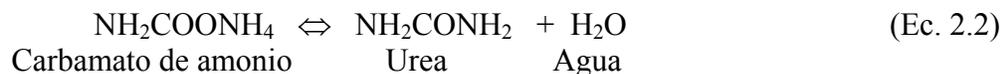
2.5 Descripción del proceso de obtención de urea

La presente sección contiene la descripción técnica de un tren de producción de urea líquida con capacidad nominal de 2.250 toneladas métricas por día (TMPD) de urea granulada, basada en la tecnología de granulación de lecho fluidizado. El proceso de despojamiento del amoníaco de Snamprogetti se caracteriza por un lazo de síntesis de urea que opera a unos 159 kg/cm² (g) con una relación molar amoníaco/dióxido de carbono de 3,3 – 3,6 en la entrada del reactor de síntesis. Esto permite una conversión en urea del 63% en el reactor, producto también de los platos perforados que evitan el flujo en retroceso y favorecen la absorción del gas en el líquido.

En el reactor de urea se producen dos tipos de reacciones químicas simultáneas: ^[5]



+ 32.560 kcal/kmol de carbamato (a 1,033 kg/cm², 25°C)



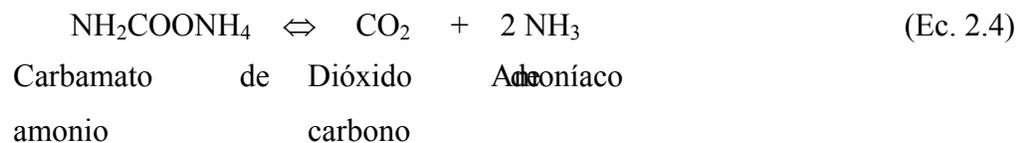
-4.200 kcal/kmol de urea (a 1,033 kg/cm², 25 °C)

La primera reacción es altamente exotérmica, mientras que la segunda, es ligeramente endotérmica y se produce a baja velocidad en la fase líquida.

Antes de la síntesis de urea, la descomposición del carbamato y la recuperación principal de los reactantes químicos no convertidos, se lleva a cabo en tres pasos consecutivos: despojadores de alta presión (HP), media presión (MP) y baja presión (LP).

Luego de esto, se purifica la urea líquida en la sección de vacío para ser llevada luego a la unidad de granulación. El diagrama de flujo de este proceso se puede observar en la figura 2.5.

La descomposición es la reacción inversa de la ecuación 2.2, y como puede inferirse esta se ve favorecida por la reducción de la presión y/o adición de calor ^[2]



Los intercambiadores en los que se purifica la urea se denominan despojadores, porque en dichos equipos se efectúa la descomposición del carbamato residual.

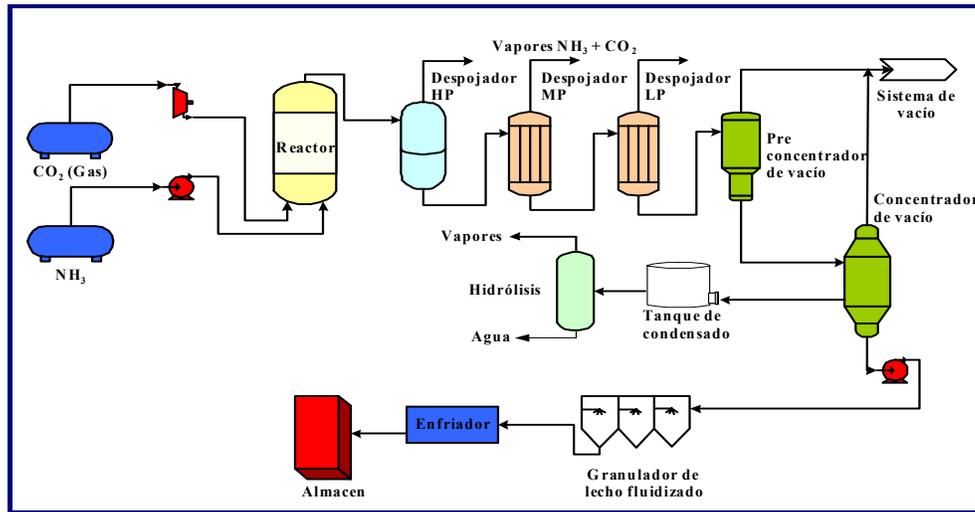


Figura 2.5. Diagrama de flujo del proceso de producción de urea.^[2]

2.6 Vapor de agua como servicio industrial en fertinitro

Es considerado un servicio industrial y se proporciona normalmente en cuatro niveles de presión: muy alta, alta, media y baja. En la tabla 2.1 se presentan los tipos de vapor utilizados en FertiNitro.^[2]

Tabla 2.1. Condiciones de los tipos de vapor generado en FertiNitro según diseño.^[6]

Tipo de vapor	Presión (kgf/cm ² g)	Temperatura (°C)
Muy alta presión (HS)	(109 – 114)	(505-515)
Alta presión (KS)	(44-46)	(380-390)
Media presión (MS)	(21-27)	(214-370)
Baja presión (LS)	(4-5)	(150-240)

Estos distintos tipos de vapor son utilizados tanto en procesos de transferencia de calor como en los procesos mismos dentro de las plantas. Para una planta petroquímica el vapor puede compararse como la sangre de la planta pues es necesario para el funcionamiento de diversas turbinas que a su vez impulsan a los compresores y bombas. También se utiliza en la reformación primaria y secundaria para producir gas de síntesis y en la hidrodesulfuración, así como para otros usos diversos. Toda planta petroquímica posee un sistema de generación de vapor bien sea para utilizarlo como parte del proceso mismo o como servicio industrial. Dichos sistemas varían dependiendo del posterior uso del vapor generado.^[6]

El alcance del sistema de vapor de Fertinitro, C.E.C. es proporcionar vapor al complejo, en la calidad y cantidad requerida para todas las condiciones operacionales y para el arranque.

2.6.1 Sistema de generación de vapor de alta presión HS

El sistema de generación de vapor de alta presión dentro de la planta esta integrado por:

- Calderas auxiliares acuotubular compuestas a su vez por tambor de lodos y de vapor saturado, sobrecalentador primario y secundario de vapor y economizador.
- Equipos de tratamiento de BFW “Boiler Feed Water” (Agua de alimentación a calderas).
- Equipos de medición y control (temperatura, presión, flujo, calidad de vapor, nivel del tanque, etc).

2.6.1.1 Calderas acuotubulares de alta presión

En la unidad de servicios (U-32) se cuenta con dos calderas auxiliares acuotubulares de alta presión.

Las calderas auxiliares por diseño producen el vapor requerido en el arranque del complejo y durante la operación normal aportando 50 ton/h cada una. Actualmente ambas calderas se encuentran en operación simultánea a alta carga en aproximadamente 80 % o más dependiendo de los requerimientos de la planta.



Figura 2.6 Caldera (32-B-601) acuotubular de circulación natural generadora de vapor de alta presión (HS).

Son de tipo circulación natural, equipadas con ventilador de aire de combustión tipo impulsor doble (motor eléctrico y turbina de vapor), están diseñadas para tener una eficiencia basada en el L.H.V. (“Low Heating Value”, poder calorífico inferior) del combustible de 92% mínimo, una conductividad del vapor a MCR microS/cm 0,2 máximo y una emisión de NO_x de 300 mg/Nm^3 máximo. La capacidad es de 100 t/h en condición normal y de 110 t/h pico (durante 1 hora, cada 24 horas) para satisfacer las condiciones de emergencia. En la figura 2.6 se muestra la caldera acuotubular de alta presión ubicada en la unidad de servicios de la planta (U-32).

Para mantener el vapor generado por la caldera en las especificaciones requeridas desde el punto de vista de presión, temperatura y calidad del vapor para satisfacer a todos sus usuarios (turbinas principalmente) se hace uso de la atemperación de calderas^[6]

2.6.1.2 Atemperación del vapor en calderas (control de temperatura del HS generado)

La atemperación consiste en el control de la temperatura del vapor HS a través de la mezcla de agua de alimentación de caldera (BFW) con el vapor de salida del sobrecalentador primario y se lleva a cabo a través de la inyección del BFW directamente al vapor a la salida del primer sobrecalentador, dicho esquema se muestra en la figura 2.7.

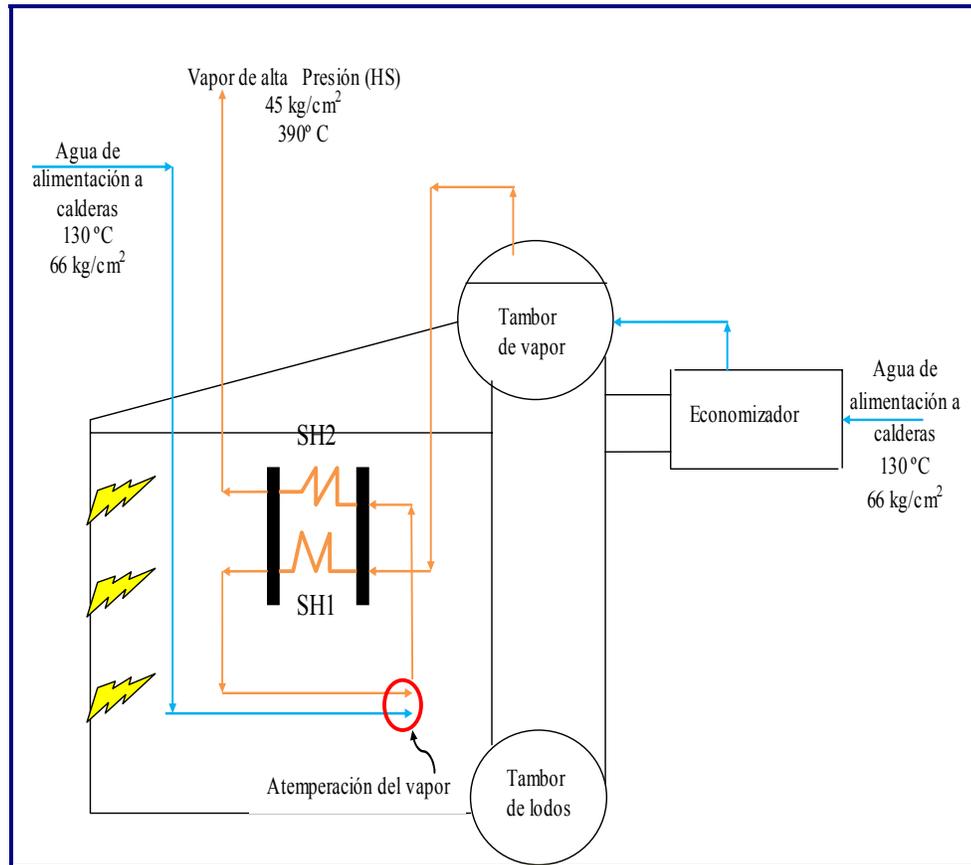


Figura 2.7 Proceso de atemperación del vapor en calderas.

La regulación del flujo de agua usado para atemperar (BFW) esta sujeto a una lógica de control, consiste en un esquema en cascada donde el controlador de temperatura envía la señal de valor de referencia al controlador de flujo, el cual a su vez regula la inyección de agua de atemperamiento. Este esquema se presenta en la figura 2.8.

La temperatura de salida del vapor es controlada mediante el desobrecalentador, donde se inyecta BFW directamente al vapor a la temperatura de diseño del vapor HS es de 390°C y 130°C para el BFW. La temperatura de salida del vapor es medida

por el transmisor de temperatura (TT-6501) y enviada al controlador indicador de temperatura (TIC-6501) como variable de proceso (PV). En el controlador se realiza la comparación de la variable de proceso (PV) con el punto de ajuste (SP), produciéndose una señal correctiva necesaria para ser enviada al controlador de flujo de BFW como valor de referencia para el FIC-6503. El flujo de BFW es transmitido por el transmisor de flujo (FT-6503) hacia el controlador-indicador de flujo (FIC-6503) como variable de proceso (PV). Seguidamente, en el FIC-6503, se realiza la comparación del SP con la PV, generando la señal correctiva al actuador para regular el flujo de BFW en la válvula de flujo (FV-6503) que es la encargada de regular el flujo del agua usada para atemperar el vapor.

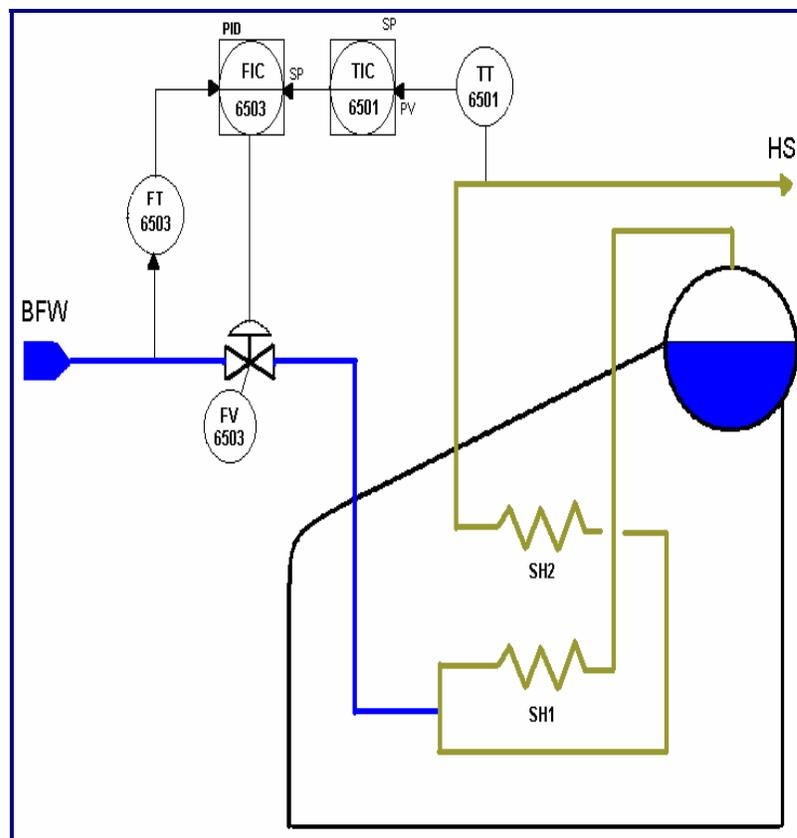


Figura 2.8 Esquema de control de temperatura del HS generado.

2.6.1.3 Agua de alimentación a calderas o BFW (Boiling Feed Water)

El Agua de alimentación a calderas se obtiene a través del tratamiento del agua cruda y condensados de procesos de las unidades de amoniaco y urea (desmineralización del agua) y adecuación de condiciones de presión y temperatura.

El BFW es también usada para atemperar el vapor de salida del sobrecalentador primario de la caldera en operación actual.

Desmineralización del agua

Descripción del proceso

El sistema de tratamiento del agua en la unidad 31 de FertiNitro que provee las instalaciones necesarias para tratar el agua cruda y los condensados de proceso provenientes de las plantas de amoníaco y urea, esquema mostrado en la figura 2.9.

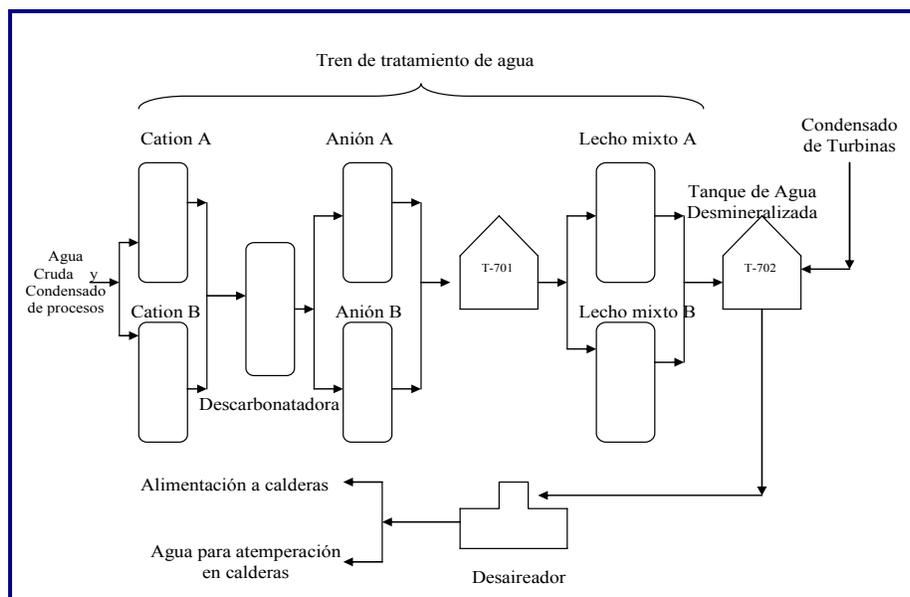


Figura 2.9 Esquema de proceso del tratamiento del agua.^[6]

El agua cruda se recibe del límite de batería del complejo la cual en su mayor parte alimenta el sistema de agua de enfriamiento de la planta; una parte se distribuye como agua de servicio; y el resto alimenta el sistema de tratamiento de agua desmineralizada y condensados a razón de 142.039 kg/h en condiciones normales de operación.

El proceso de tratamiento del agua se subdivide en la obtención de agua desionizada en dos lechos aniónicos y catiónicos y una descarbonatadora, y en la obtención de agua desmineralizada en un lecho mixto o etapa de pulido. Los intercambiadores de iones son sustancias granulares insolubles, que contienen en su estructura molecular radicales ácidos o básicos que pueden intercambiar (sin modificación aparente de su aspecto físico y sin deteriorarse ni solubilizarse), los iones positivos o negativos fijos sobre estos radicales por iones del mismo signo en solución dentro del líquido en contacto con ellos. Este proceso, conocido como intercambio iónico, permite que la composición iónica del líquido tratado se modifique sin que cambie la cantidad total de iones presentes en el líquido antes del intercambio. El intercambiador de iones tiene una capacidad limitada (capacidad de intercambio) de almacenamiento de iones, razón por la cual pierde sus iones deseables y se satura de iones indeseables. Debido a ello, es necesario lavarlo con una solución regeneradora que contenga los iones deseados, reemplazando de ese modo los iones no deseados y devolviendo el intercambiador a su forma útil.

Luego del paso por los lechos mixtos el agua es enviada al tanque de almacenamiento de agua desmineralizada 31-T-702. Dicho tanque recibe también el condensado de las turbinas de vapor desde la unidad 12 y 22 que por cuyo grado de impureza no requiere tratamiento.^[6]

Una vez bombeada el agua desmineralizada suministrada por las bombas 31-P-704A/B el flujo se distribuye a varios usuarios, cuyo esquema se muestra en la figura 2.10. Dichos usuarios son:

- El enfriador 32-E-601 el cual calienta el agua y la recircula a la salida del tanque de agua desmineralizada.
- Las Unidades de Amoníaco 12 y 22.
- Las Unidades de Urea 11 y 21.
- Para enfriar algunas bombas y turbinas, que deben mantenerse en operación durante un fallo

total de energía.

- El laboratorio.
- El desaereador.

La presión y temperatura de entrega del agua desmineralizada es de 50 °C y 837 kPa (7,5 kgf/cm² g) en condición normal. ^[6]

Características del agua desmineralizada

Las condiciones del agua desmineralizada deben estar bajo parámetros establecidos para su uso seguro, sobre todo, en la generación de vapor. La composición del agua desmineralizada se muestra en la tabla 2.2

Antes de que el agua desmineralizada sea alimentada a la caldera es necesario prepararla en condiciones de presión y temperatura, para de esta manera adquirir la denominación de agua de alimentación a calderas o BFW (Boiling Feed Water).

Tabla 2.2. Composición del agua desmineralizada según diseño. ^{16]}

Descripción	Valores requerido
Conductividad ($\mu\text{S}/\text{cm}$)	0,2
pH	6,5 – 7,5
Dureza como CaCO_3 (ppm) y SiO_2 (ppm)	< 0,02
Oxígeno (ppm)	< 0,02
Hierro total como Fe (ppm)	< 0,02
Cobre total como Cu (ppm)	< 0,002

2.7 Preparación de condiciones de presión y temperatura del agua desmineralizada para adquirir la denominación de alimentación a caldera o BFW

Antes de que el agua desmineralizada sea alimentada a la caldera es necesario prepararla en condiciones de presión y temperatura, para de esta manera adquirir la denominación de agua de alimentación a calderas o BFW (Boiling Feed Water). El BFW es un agua de alta calidad especialmente preparada para evitar la formación de depósitos, corrosión, ensuciamiento, formación de puntos calientes e incrustaciones.

2.7.1 Pre calentamiento del agua de alimentación a calderas (BFW)

Al BFW se le regula la temperatura y la presión para garantizar las condiciones apropiadas para maximizar la transferencia de calor y por ende la eficiencia de las calderas generadoras de vapor. La primera adecuación del BFW se hace precalentándola en el 32-E-601, donde la purga continua de las calderas se enfría con BFW y regresa a la misma corriente de donde se extrajo.

El resto del BFW se envía a las Unidades 12 y 22 de Amoniaco. En esta sección el BFW es usado en tres intercambiadores de calor encargados de enfriar tres distintas corrientes. [6]

La corriente de BFW se bifurca para ir una parte al intercambiador 12/22-E-304 y la otra al 12/22-E-306 donde el BFW es usado como fluido frío y como resultado del intercambio térmico, la temperatura de salida del BFW es de 97,8 °C en operación normal. El BFW de salida de este equipo luego se mezcla con la otra corriente proveniente del 12/22-E-304 para entrar al tercer y último intercambiador de calor 12/22-E-305 a una temperatura de 98,7 °C y con un flujo de 352845 kg/h. En la salida de este equipo el BFW alcanza los 120 °C.

El BFW resultante del intercambio de calor en el último intercambiador (E-305) de ambas plantas y parte del agua desmineralizada que sale del tanque 31-T-702 van directamente al desaireador 32-V-603, cuyo esquema se muestra en la figura 2.10 [6]

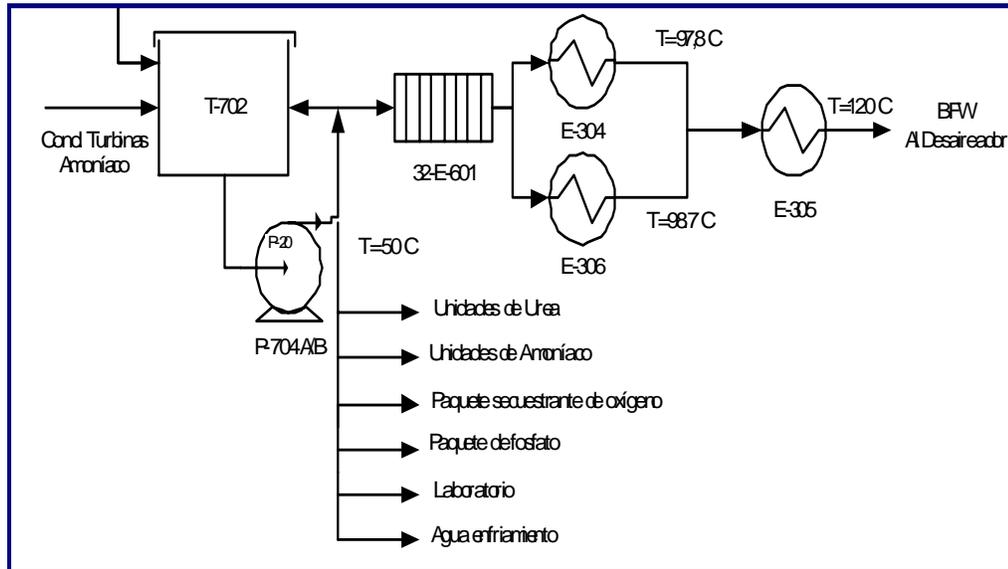


Figura 2.10 Proceso de precalentamiento del agua de alimentación de caldera (BFW).^[6]

2.7.2 Adecuación de la presión del agua de alimentación de caldera y desaireación de la misma

El agua de alimentación a caldera se produce y distribuye a dos niveles de presión, de alta presión para las calderas de recuperación de calor de las unidades de amoníaco y de media presión para las calderas auxiliares, ambas con las características que se muestran a en la tabla 2.3. Adicionalmente debe tener una concentración de oxígeno inferior a 0,007 mg/kg e imperceptible de CO₂ para evitar la corrosión.

Tabla 2.3 Condiciones del agua de alimentación a caldera según diseño.^[6]

Descripción	BFW		
	Alta presión	Baja presión	
	(HP)	(MP)	
Presión de suministro (kg-f/cm ²)	Norm.	139,900	65,960
	Máx.	142,900	68,950
Temperatura de suministro (°C)	130	130	

Aún cuando el agua desmineralizada sale del tanque con 0,02 ppm de oxígeno, durante el calentamiento en los intercambiadores puede existir alguna dilución. Además de que al desaireador también le entran corrientes de condensados de vapor de media y baja presión (MP y LP) que pueden hacer aumentar su concentración de oxígeno disuelto. ^[6]Para garantizar esta baja concentración de oxígeno se cuenta con un desaireador tipo plato/rocío (“spray/tray”). El gas de Desaireación es el LS, lo cual es conveniente ya que no se introduce por equilibrio otro gas al agua. Las pérdidas de LS compensan la alta calidad del BFW y no son realmente significativas. La capacidad de almacenamiento entre los niveles normal y mínimo es de 143 m³, suficiente para aproximadamente 10 minutos de operación normal de la planta. No obstante los límites de operación de la planta se han venido ensanchando, por lo que este tiempo se ha disminuido en un tiempo aún no conmensurado. El agua de alimentación requerida por las calderas de recuperación de calor, para las calderas auxiliares y para las “let downs”, se produce con el desaireador común 32-V-603 y se alimenta por estaciones de bombeo separadas.

Los condensados limpios del vapor de las turbinas de las unidades 12 y 22, que no requiere tratamiento y se almacenan en el 25-V-325, se alimenta directamente en el desaireador mostrado en la figura 2.13. También el condensado del vapor de alta

presión de la unidad de refrigeración es alimentado directamente al desaireador desde el 25-E-553. Toda alimentación de agua líquida al desaireador se introduce en el tope de del mismo para llevarse a cabo el proceso físico de transferencia de masa donde el oxígeno disuelto en el agua se desorbe por la disminución de la presión parcial del oxígeno, esto producto de la inyección del vapor de baja presión. Dicho vapor se alimenta en la sección inferior de la torre del desaireador bajo un control de presión regulando el flujo de vapor LS introducido. El flujo de vapor se monitorea continuamente y está provisto con alarma por bajo flujo.



Figura 2.11 Desaireador (V-603) de agua de alimentación para caldera.

En la figura 2.12 se presenta el diagrama de flujo de la sección 32, a partir del cual se presenta la descripción del sistema de desaireación y bombeo del agua para alimentación de calderas. El agua de alimentación a caldera almacenada en el tanque del desaireador es succionada por las bombas de agua de alimentación a caldera 32-P-601-A/B/C.

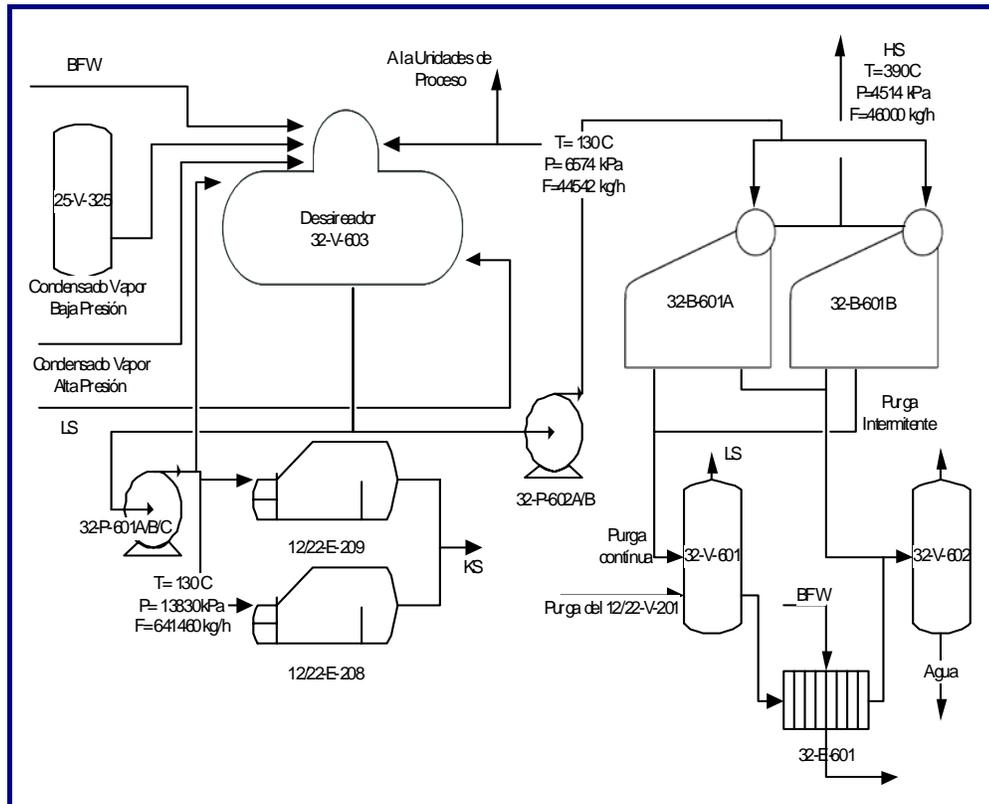


Figura 2.12 Sistema de desaireación y bombeo del agua de alimentación de caldera.^[6]

2.8 Equipo consumidor de vapor hs en la planta

2.8.1 Turbinas de vapor

En las centrales de potencia de vapor, gas o hidroeléctricas, el dispositivo que acciona al generador eléctrico es la turbina. Cuando el flujo pasa por la turbina, ejerce trabajo sobre los álabes que están unidos al eje. En consecuencia, el eje rota y la turbina produce trabajo. El trabajo efectuado en una turbina es positivo puesto que lo realiza el fluido. Las turbinas cumplen con las siguientes características:

- La transferencia de calor es pequeña respecto del trabajo del eje, a menos que haya un enfriamiento deliberado (como en el caso de un compresor).
- Implican ejes rotatorios que cruzan sus fronteras, por lo que el término trabajo es importante. En las turbinas el trabajo representa la salida de potencia, en bombas y compresores, representa la entrada de potencia.
- El cambio de energía potencial que experimenta un fluido cuando fluye por turbinas, suele ser pequeño y casi siempre se omite.
- Las velocidades de flujo fluido encontradas en la mayor parte de las turbinas son muy altas y el fluido experimenta un cambio importante en su energía cinética. Sin embargo, este cambio casi siempre es muy pequeño en relación con el cambio en la entalpía. Por consiguiente, a menudo se desprecia.

Una turbina de vapor convierte la energía calorífica del vapor en trabajo útil. Su fluido de trabajo puede sufrir un cambio de fase durante su paso por el rodete. Existen dos tipos principales de turbinas: de acción y de reacción.

La turbina de acción tiene poca o ninguna caída de presión, a través de sus álabes móviles. La energía del vapor se transfiere por completo al rotor por medio de los chorros de vapor que chocan contra los álabes móviles. Ya que, teóricamente, no se tiene caída de presión a través de los álabes móviles (y, por tanto, no hay reacción), los intersticios internos son grandes y no se necesita émbolo compensador. Estas características hacen que la turbina de acción sea una máquina robusta y durable que pueda soportar el servicio pesado de las aplicaciones de propulsión mecánica de hoy en día.

En una turbina de reacción, el vapor se expande en los álabes estacionarios como en los móviles. Los álabes móviles se diseñan para utilizar la energía del chorro de vapor de los álabes estacionarios y para actuar también como toberas. Debido a que son toberas móviles, una fuerza de reacción producida por la caída de presión a

través de ellas, incrementa la fuerza de chorro de vapor de los álabes estacionarios. Estas fuerzas combinadas causan la rotación.

Para operar eficientemente, la turbina de reacción se debe diseñar para minimizar las fugas en torno a los álabes móviles. Esto se logra al hacer la mayor parte de los intersticios internos relativamente pequeños. La turbina de reacción también suele requerir de un émbolo compensador debido a las grandes cargas de empuje que se generan ^[1]

2.9 Equipos usados para la adecuación de las condiciones de temperatura y presión de un fluido

2.9.1 Condensadores

Los dispositivos especiales de transmisión de calor utilizados para licuar vapores eliminando su calor latente de condensación reciben el nombre de condensadores. El calor latente se retira absorbiéndolo por un líquido más frío denominado refrigerante. Puesto que evidentemente la temperatura del refrigerante aumenta en un condensador, la unidad también actúa como un calentador, pero funcionalmente la acción más importante es la de condensación, y el nombre refleja este hecho.

Los condensadores se dividen en dos clases. En la primera de ellas, correspondiente a los condensadores de carcaza y tubos, el vapor condensante y el refrigerante están separados por una superficie tubular de transmisión de calor. En la segunda clase, correspondiente a los condensadores de contacto, las corrientes de vapor y de refrigerante, que ambas son generalmente agua, se mezclan físicamente y abandonan el condensador formando una sola corriente ^[13]. En los de carcaza y tubos, la corriente de fluido puede ser un componente puro o una mezcla de componentes.

La condensación puede ocurrir en el lado de la carcasa o el lado del tubo orientado vertical u horizontalmente, pero no es usual condensar en el interior de los tubos porque el tubo se inunda con facilidad. En general, se suele hacer pasar agua por el interior de tubos o serpentines porque el tubo se inunda con facilidad ^[6]

2.9.1.1 Calculo estimado del área de transferencia de calor

La ingeniería de procesos es frecuentemente requerida para analizar diseños de intercambiadores de calor, específicamente el perfil del intercambio de calor y determinar la eficiencia del uso de ellos en nuevos servicios. Cuando se debe elegir un determinado intercambiador es preciso tomar en cuenta una gran cantidad de factores que condicionan la decisión final sobre cual ha de ser el intercambiador, es decir de que tipo y tamaño. Para ello se debe ubicar en la posición ideal de un ingeniero en total libertad de decisión que tiene que elegir en base a precio inicial y economía de operación.

El primer paso para esta decisión ha de ser recabar toda la información pertinente de los fluidos de intercambio: propiedades térmicas (calor específico, viscosidad y conductividad), temperaturas y caudales.

El segundo paso será calcular la superficie necesaria. Aquí es donde aparecen las complicaciones, porque cada tipo de intercambiador tiene métodos de cálculos diferentes, algunos bastantes engorrosos, por ello se procedió a utilizar como herramienta para el diseño del intercambiador de calor el simulador Aspen Plus 11.1.

2.9.1.2 Intercambiadores de haz de tubos y coraza

Cuando se manejan flujos más grandes se usa un intercambiador de tubos y coraza, que es el tipo más importante en las industrias de proceso. Los flujos de estos intercambiadores son continuos. Se usan muchos tubos en paralelo con uno de los fluidos circulando en su interior. Los tubos, distribuidos en forma de manojo, están encerrados en una sola coraza y el otro fluido fluye por el exterior de los tubos, dentro de la coraza. Se usan deflectores transversales de tal manera que el fluido se ve forzado a fluir perpendicularmente por la batería de tubos en lugar de hacerlo en paralelo. Esta turbulencia adicional generada por el flujo transversal, aumenta el flujo de transferencia de calor de la coraza.

Existen tres tipos básicos de intercambiadores de haz de tubos y coraza. Dentro de cada uno de ellos hay numerosos subtipos diseñados para circunstancias de operación específicas. La construcción ha sido normalizada por una institución privada de los Estados Unidos de América llamada TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association).

Dichas normas han sido aceptadas en todo el mundo, y se pueden encontrar en todos los textos especializados en intercambiadores de calor. Los tres tipos básicos son: tubos en U, de cabezal fijo y de cabezal flotante:^[6]

2.9.1.3 Intercambiadores de tubos en U

El haz de tubos consiste en un panel estacionario de tubos en U (o de horquilla), deflectores o placas de soporte y espaciadores y tirantes apropiados. El haz de tubos se puede retirar de la carcasa del intercambio de calor. Se proporciona un cabezal del lado de los tubos (estacionario) y una carcasa con cubierta integrada, que se suelda a

la carcasa misma. Cada tubo tiene libertad para dilatarse o contraerse, sin limitaciones debidas a la posición de los otros tubos.

El haz de tubos en U tiene la ventaja de proporcionar el mínimo espacio entre el límite externo de los tubos y el interior de la carcasa para todas las construcciones de haces de tubos desmontables. Los espacios libres son de la misma magnitud que para los intercambiadores de calor de paneles de tubos fijos.

El número de orificios tubulares en una carcasa determinada es menor que para el intercambiador de panel de tubos fijos, por las limitaciones de acodamiento de los tubos en un radio muy corto. El diseño de tubos en U ofrece la ventaja de reducir el número de juntas. En la construcción para altas presiones, esta característica es muy importante, puesto que reduce tanto el costo inicial como el mantenimiento. Los tubos en U han incrementado su empleo de manera significativa, gracias al desarrollo de limpiadores hidráulicos que son capaces de eliminar residuos depositados tanto en la parte recta como en la parte doblada en U de los tubos. ^[6]

2.9.2 Bomba centrífuga

Las bombas centrífugas comprenden una clase muy amplia de bombas en las que la generación de presión se logra con la conversión del cabezal de velocidad en cabezal estático. El movimiento rotativo de uno o más impulsores comunica energía al fluido en la forma de un incremento de velocidad que se convierte en cabezal estático útil en la sección de difusión del cuerpo. No hay válvulas en las bombas de tipo centrífugo; el flujo es uniforme y libre de pulsaciones de baja frecuencia.

Como este tipo de bomba opera convirtiendo el cabezal de velocidad en cabezal estático, una bomba que opera a velocidad fija desarrollará el mismo cabezal teórico en metros (pies) de fluido bombeado, independientemente de su densidad. Sin

embargo, la presión en kPa (psi) (correspondiente al cabezal desarrollado) depende de la densidad del fluido.

El cabezal máximo en m (pie) de fluido que una bomba centrífuga puede desarrollar se determina principalmente por la velocidad de la bomba rps (rpm), el diámetro del impulsor, y el número de impulsores en serie. Refinaciones en el diseño del impulsor y el ángulo de hoja principalmente afectan la pendiente y la forma de la curva cabezal-capacidad y tiene un efecto menor sobre el cabezal desarrollado. La figura 2.13 muestra las partes más importantes de una bomba centrífuga.

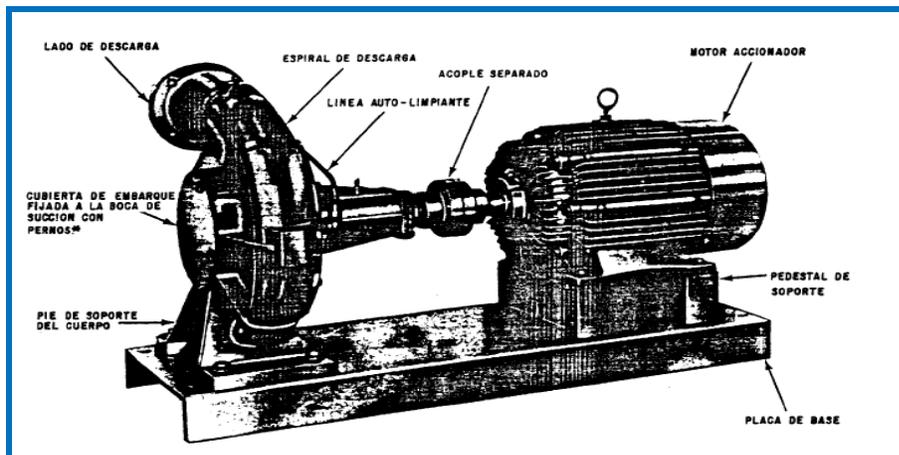


Figura 2.13. Bomba centrífuga. ^[16]

2.9.2.1 Balances macroscópicos en sistemas isotérmicos

Teorema de Bernoulli

El teorema de Bernoulli es una forma de expresión de la aplicación de la ley de la conservación de la energía al flujo de fluidos en una tubería. La energía total en un punto cualquiera por encima de un plano horizontal arbitrario fijado como referencia, es igual a la suma de la altura geométrica, la altura debida a la presión y la altura

debida a la velocidad y las pérdidas o incrementos de energía, por lo tanto, el balance de energía puede escribirse para dos puntos del fluido, de la siguiente manera^[12]

$$\frac{\sum_{n=1}^n F}{M} + \frac{\Delta Z \cdot g}{gc} + \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot gc} + \frac{P}{M} = 0 \quad (\text{Ec. 2.4})$$

Donde:

$$\frac{\Delta v^2}{2 \cdot gc} : \text{Energía cinética [kgf.m/kg]}$$

$$\frac{\Delta Z \cdot g}{gc} : \text{Energía potencial. [kgf.m/kg]}$$

$$\frac{\sum_{n=1}^n F}{M} : \text{Pérdidas por fricción en tramos rectos y accesorios. [kgf.m/kg]}$$

ρ : Densidad del fluido [kg/m³]

ΔP : Caída de presión del fluido [kgf/m²]

P : Potencia hidráulica [kf.m/seg]

M : Flujo másico [kg/seg]

En la ecuación 2.6 el término que representa las pérdidas por fricción totales se calculan por la siguiente ecuación^[12]

$$\frac{\sum_{n=1}^n F}{M} = \frac{F d \cdot (L + Le) \cdot V}{2 \cdot gc \cdot Di}$$

(Ec. 2.4.1)

Donde las pérdidas por fricción por accesorios es (Le) y por tramos rectos de tuberías es (L)

$$Le = \sum_{n=1}^n K_i \cdot N_{ai} \quad (\text{Ec. 2.4.1.1})$$

Donde:

i : Tipo de accesorio

K : Pérdidas adicionales por rozamiento a través de los accesorios y válvulas que se encuentran instalados a lo largo de la tubería [m]

N_{ai} : Número de accesorios i .

Le : Longitud equivalente de accesorios [m]

L : Longitud de tramos e tuberías [m]

F_d : Coeficiente de rozamiento Darcy [adimensional]

V : Velocidad del fluido [m/s]

2.9.2.2 Cavitación

La cavitación es un término estrechamente relacionado y casi sinónimo de ebullición. El término ebullición normalmente describe la formación de burbujas de vapor que ocurre cuando la presión de vapor de un líquido aumenta (con un incremento de temperatura) hasta un punto en el que iguala o excede la presión estática a la cual el líquido está expuesto.

La cavitación ocurre cuando la presión estática del líquido cae hasta o por debajo de la presión de vapor en un sistema de líquido en movimiento. Las burbujas de vapor formadas en la cavitación son subsecuentemente explotadas con el incremento de presión estática. La cavitación comúnmente ocurre en y alrededor del impulsor de una bomba centrífuga.

El término cavitación se aplica específicamente a la formación y subsecuente implosión de las burbujas de vapor, pero también es usado para referirse a alguna de las manifestaciones de actividad de burbujas, tales como:

- Picadura y erosión de la superficie del metal.
- La capacidad del cabezal se reduce debido a turbulencia y bloqueo del pasaje del flujo.
- Limitación de flujo debido al bloqueo del pasaje del flujo.
- Ruido de crepitación o golpeteo, como si la bomba estuviese llena de sólidos, causados por la implosión de las burbujas.

La fuerza tendiente a eliminar la cavitación es el margen por el que la presión estática local del líquido excede la presión de vapor del líquido a la temperatura en cuestión. Cuando es convertido en términos de cabezal de líquido, este margen de presión es definido como el cabezal neto de succión positiva, comúnmente denominado NPSH.

Mecanismo de cavitación

El margen entre el NPSH disponible a la succión de la bomba y el requerido por la bomba para una buena operación tiende a disminuir con el aumento del caudal de flujo en dirección al punto de la cavitación inicial debido a lo siguiente:

a. **El NPSH** disponible en la succión de la bomba tiende a disminuir con el aumento del caudal de flujo a medida que la caída de presión en la línea de succión incrementa. Esto se puede notar particularmente cuando las bombas son operadas en

paralelo, pero con la línea de succión dimensionada para la operación de una sola bomba.

b. **El NPSH** requerido incrementa a medida que el caudal de flujo aumenta debido al incremento en la caída de presión causada por el incremento de velocidad a medida que el líquido fluye al ojo del impulsor. [12]

Cálculo del cabezal neto de succión positiva ($NPSH_D$)

Es el valor de NPSH que se tiene en el sistema para la condición más crítica de operación. En general es la diferencia de la altura total de succión absoluta en la entrada del primer impulsor menos la presión de vapor absoluta del líquido manejado, a la temperatura de operación. Se calcula mediante la siguiente relación: [12]

$$NPSH_D = \frac{F_1 \cdot (P_s - P_v) \cdot g_c}{g \cdot \rho_l} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Donde:

P_s = Presión de succión [psia]

P_v = Presión de vapor [psia]

ρ_l = Densidad del líquido [lb/pie³]

F_1 = Factor que depende de las unidades, para sistema ingles $F_1=144$

g_c = Constante dimensional [32,2 lb·pie / lbf·s²]

g = Aceleración de la gravedad [32,2 pie/s²]

2.9.3 Tanque de almacenamiento de agua

Los tanques de almacenamiento son recipientes que se usan como depósitos para contener una reserva suficiente de algún producto para su uso posterior y/o comercialización y también para asegurar un nivel de líquido como respaldo para

bombas hidráulicas evitando con esto la cavitación de las bombas entre otros problemas operacionales. Los tanques de almacenamiento, se clasifican en:

- Cilíndricos horizontales.
- Cilíndricos verticales de fondo plano.

Los tanques cilíndricos verticales de fondo plano permiten almacenar grandes cantidades volumétricas a un costo bajo, con la limitante que sólo se pueden usar a presión atmosférica o presiones internas relativamente pequeñas.

2.9.3.1 Clasificación de tanques de almacenamiento

Tanques de techo fijo

Se emplean para contener productos no volátiles o de bajo contenido de ligeros (no inflamables) como son: agua, diesel, asfalto, petróleo crudo y otros, debido a que al disminuir la columna del fluido, se va generando una cámara de aire que facilita la evaporación del fluido, lo que es altamente peligroso



Figura 2.14 Tanque de almacenamiento de agua desmineralizada(T-702)

A su vez los techos fijos se clasifican en: autoportados y soportados. Debido a que la carga manejada en la unidad de servicios industriales corresponde a agua desmineralizada, los tanques encontrados en dicha unidad corresponden a tanques de techos fijos, el cual se muestra en la figura 2.14

Diseño del tanque de almacenamiento

El diseño de un tanque de almacenamiento no involucra demasiados cálculos, ya que existen especificaciones relacionadas con los mismos que permiten en forma rápida determinar a partir del flujo volumétrico de líquido manejado y el tiempo estimado de alimentación de materia prima constante del líquido a almacenar.

Volumen efectivo del tanque (V_E)

El cálculo del volumen efectivo del tanque se realiza a partir de la ecuación 2.8 [12]

$$V_e = (Q) \cdot (T) \quad (\text{Ec. 2.6})$$

Altura efectiva del tanque [12]

$$H_e = (V_e) \cdot (D) \quad (\text{Ec. 2.7})$$

Volumen nominal del tanque [12]

$$Volumen \cdot No \text{ min al} = \frac{V_e}{0,82} \quad (\text{Ec. 2.8})$$

Donde:

Ve: Volumen efectivo del tanque [m^3]

Ae: área efectiva del tanque [m^2]

Q: caudal [m^3/h]

T: premisa de tiempo de alimentación continua de condensado[h]

D: Diámetro interno de la tubería [m]

2.10 Balances de materia sin reacción química

Un proceso es cualquier operación o serie de operaciones que produce un cambio físico o químico en una sustancia o en una mezcla de sustancias. La sustancia que entra en un proceso se conoce como entrada o alimentación del proceso, y aquella que sale de él se llama salida o producto. Una unidad de proceso es aquella donde se lleva a cabo una de las operaciones que constituyen el proceso. Cada unidad del proceso está asociada con un conjunto de flujos de proceso de entrada y salida, que consisten en las sustancias que entran y salen de la unidad.

Los balances de materia sin reacción química tienen su campo de aplicación en las operaciones unitarias, las cuales son aquellas que se caracterizan porque los materiales no sufren cambios químicos, aunque si cambios físicos ^[1]

2.10.1 Ecuación general de balance de materia

La ecuación general de balance de materia se fundamenta en el principio de conservación de la misma y se puede representar, para un sistema en particular, por medio de la siguiente ecuación general:

$$\begin{aligned} \text{Masa acumulada en el sistema} = & \text{Masa de entrada} - \text{Masa de} \\ & \text{salida} + & \text{(Ec. 2.9)} \\ & \text{Masa generada} - \text{Masa consumida} \end{aligned}$$

La ecuación anterior que puede ser modificada según sea el caso en particular, por ejemplo si el sistema opera en régimen permanente o estado estacionario, no hay acumulación de materia y la ecuación 2.11 queda de la siguiente forma:

$$\text{Masa de entrada} + \text{Masa generada} = \text{Masa de salida} + \text{Masa consumida} \quad (\text{Ec. 2.10})$$

Ahora si además no ocurren reacciones químicas en ese sistema, la ecuación 2.10 se reduce a:

$$\text{Masa de entrada} = \text{Masa de salida} \quad (\text{Ec 2.11})$$

Es importante establecer los límites del sistema o del equipo en particular donde se realizarán balances, para establecer así los diferentes flujos que entran y salen del mismo. ^[1]

2.11 Simuladores de procesos

Los programas de diseño de proceso asistido por computadora, normalmente conocidos como simuladores de procesos, son usados por ingenieros químicos. Estos paquetes están compuestos por bancos de datos, modelos de propiedades físicas y modelos matemáticos de dimensionamiento y operación de equipos.

Los extensos bancos de datos contienen información acerca de constantes y propiedades termofísicas y de transporte para cientos de sustancias, equipos, medidas de beneficio, costo de operación y capital. Los simuladores contienen muchos modelos de reactores y operaciones unitarias que pueden ser usados para calcular los balances de materia y energía, evaluación y diseño de sistemas hidráulicos. Otros modelos calculan propiedades de mezclas, dimensionan equipos entre muchos otros

cálculos. Constantemente, los simuladores de proceso son usados para llevar a cabo muchos tipos de cálculos a lo largo del diseño de un proceso, y es por ello que están reemplazando los modelos a escala-piloto en muchos casos y están jugando un rol complementario en muchos otros.

El simulador más comúnmente usado para el diseño de equipos en la industria química es el Aspen Plus y Dynsplus (Aspen Technology, Inc.) y para la simulación de procesos el Hysys (Hyprotech Ltd).

2.12 Evaluación económica de proyectos

2.12.1 Estimación de costos por equipo

Un método más exacto y confiable para estimar el costo de un equipo consiste en obtener una cotización de un proveedor con los precios actuales. Otra opción consiste en usar los precios de equipos previamente comprado con su correspondiente ajuste, y una última opción, que resulta adecuada para estimaciones preliminares y es el tipo de evaluación económica a desarrollar en el proyecto, es el uso de graficas. [8]
[9]

❖ Para Intercambiadores:

Para la estimación de costos de un intercambiador de calor es necesario determinar primero las características generales del equipo partiendo del balance de energía, tomando en cuenta la temperatura de entrada y de salida del fluido que se desea enfriar o calentar, las características de los fluidos que se manipulan, los materiales de construcción y el tipo de equipo a utilizar. De esta manera se obtendrá

el área de intercambio necesaria y de acuerdo al tipo de intercambiador escogido se realiza el cálculo de costos

Según Chemical Engineering's published (2004) para intercambiadores de tubo y coraza el costo viene dado por: ^[10]

$$C = (BC) (Ft) (Fm) (Fpt) (Fps) \quad (\text{Ec. 2.12})$$

Donde:

C: costo total del equipo [\$]

BC: costo base del equipo [\$]

A: área de intercambio [ft²]

Ft, Fm, Fpt, Fps: constantes (ver tablas 2.4, 2.5 y 2.6)

Donde los factores antes descritos se obtienen de la siguiente forma:

Tabla 2.4 Constante Ft según configuración de los tubos. ^[10]

Tipo	ft
Tubos en U	0,7933

Tabla 2.5 constante Fpt según rango de presión en los tubos. ^[10]

Rango de presión (psi)	
	100 1000 2000
fpt	0,05 0,07 0,012

Tabla2.6 constante Fps según rango de presión en la coraza ^[10]

	Rango de presión (psi)		
	100	1000	1110
fps	0,10	0,18	0,40

Tabla2.7 Constantes según material de construcción ^[10]

fm	Área de superficie(ft2)		
	100	1000	10000
Acero al carbón	3	3,25	4

Para obtener la base costo se utiliza la figura 2.15 ^[10]

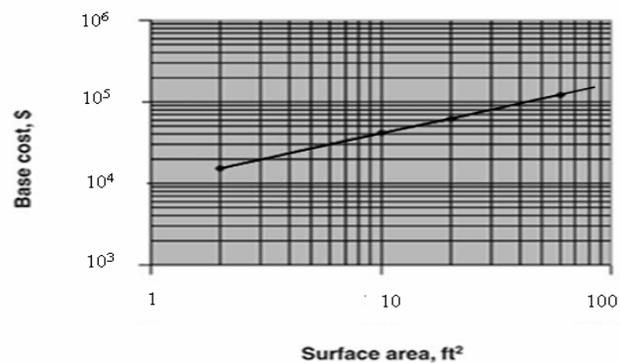


Figura2.15 Base de costo para Intercambiadores tubo y coraza. ^[10]

❖ Para tanque de almacenamiento

Para la estimación de costo base de un tanque se requiere información sobre el material de construcción y capacidad volumétrica del mismo.

Se hace uso del grafico 2.16 referido a enero del 2002: ^[10]

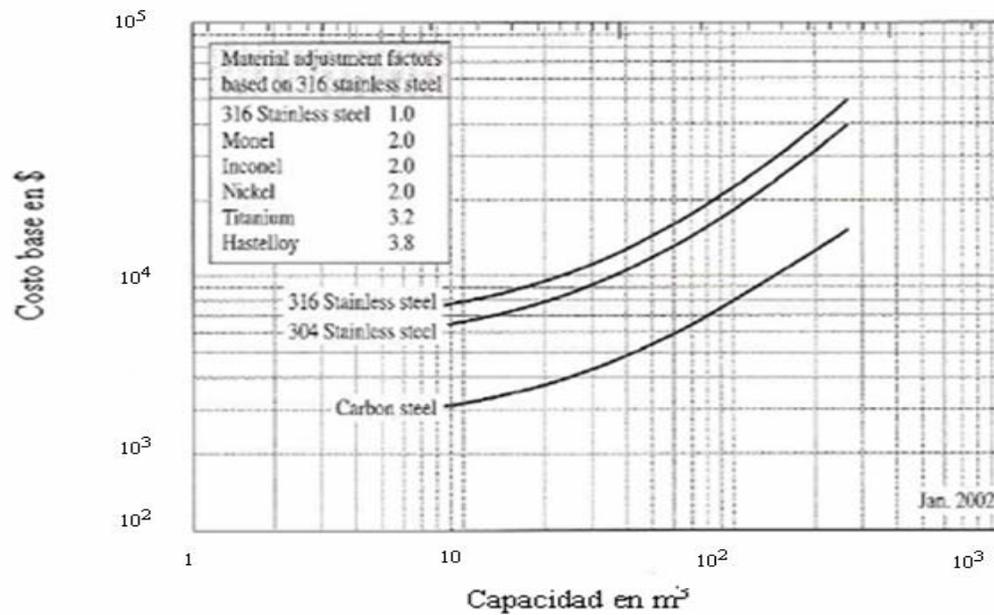


Figura 2.16 Base costo para tanque atmosférico (API 650). ^[10]

❖ Para bomba centrífuga

Para el costo preliminar de la bomba centrífuga se hace uso de la figura 2.8 y correlaciones de la tabla 2.8 correspondientes al 2004. ^[10]

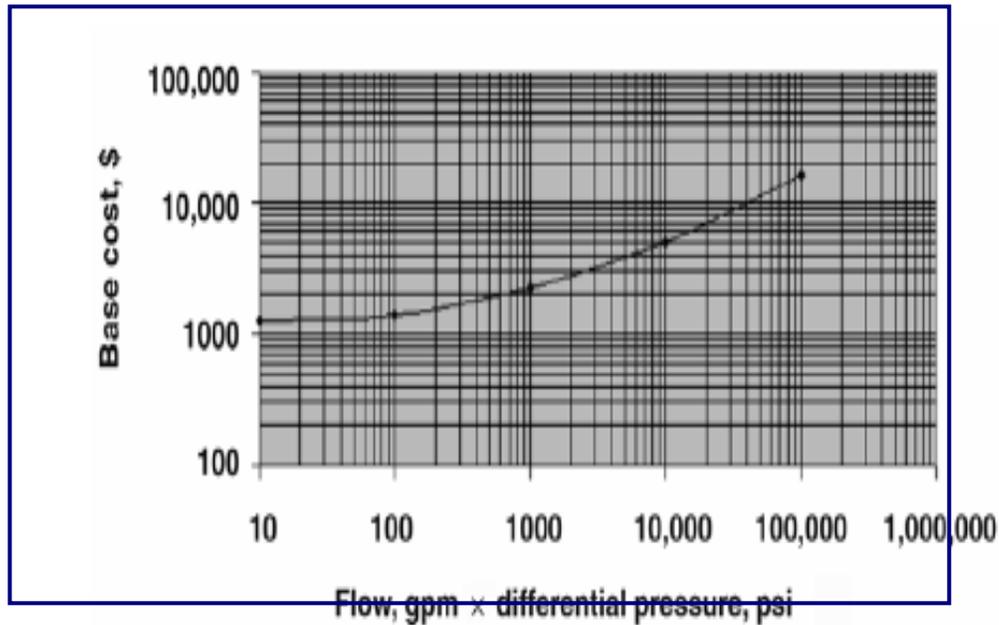


Figura 2.17 Costo base para bombas centrifugas. ^[10]

Tabla 2.8 Correlaciones de costos en función de los galones por minuto (Gpm) por la caída de presión (ΔP). ^[10]

Correlaciones de costos en función del (Gpm)(ΔP):

- ❖ (Gpm)(ΔP) < 1.000:
\$ = (881,7) [(gpm)(psi)]^{0,131}
 - ❖ (Gpm)(ΔP) < 10.000:
\$ = (1216) Ln[(gpm)(psi)] - 6.200
 - ❖ (Gpm)(ΔP) > 10.000:
\$ = [(0,122) (gpm)(psi)] + 3.777
-

2.12.2 Actualización de costos

El costo histórico puede ser escalado al precio real por medio de índices de costos.

Uno de los índices que aplican a intercambiadores de proceso es la componente de equipos fabricados del índice de costos de plantas de ingeniería química (“Chemical Engineering Plant Cost Index”). Otras posibilidades son los índices: “Marshall & Swift

Equipment Cost Index”, “Nelson Refinery Cost Index” y “U.S. Bureau of Labor Statistics General Purpose Machinery and Equipment Cost Index”.

El costo base corregido desde un año base a otra fecha real puede obtenerse multiplicando el valor costo base por la relación de los índices base y el real. ^{[8] [9]}

$$C_{Re\ al} = \frac{I_{real}}{I_{base}} \cdot C_{Base} \quad (\text{Ec. 2.15})$$

CAPITULO III

DESARROLLO DEL PROYECTO

3.1 Caracterizar fisicoquímicamente el agua usada para la atemperación en las calderas

3.1.1 Caracterización fisicoquímica de agua

Para determinar la calidad del agua se cuenta con un laboratorio ubicado en las instalaciones de la planta.

A través de un programa de captación de muestras coordinado por el personal de laboratorio con la colaboración de los operadores, para la ubicación en campo de los puntos de muestreo, se obtienen las muestras de agua de interés para ser caracterizada fisicoquímicamente.

La caracterización fisicoquímica del agua juega un papel muy importante porque esta asociada directamente con la calidad de la misma, parámetro fundamental que se exige a la hora de utilizar el agua como atemperación en la caldera.

Tomas de muestra de agua

La toma de muestras de agua se realiza en la unidad de servicios en los puntos de muestreo existente en las áreas de interés, donde para la fuente actual de atemperación corresponde a la salida del desaireador.

Para tomar las mismas se usaron frascos de plástico de 300 ml de capacidad, los equipos en estudio poseen unas líneas de muestreo las cuales se drenaban por un tiempo de 5 minutos antes de iniciar la recolección y luego se introducía el recipiente hasta que se llene completamente y se sella herméticamente para evitar burbujas de aire y posibles contaminación de la muestra por aire, etiquetando las muestras con información necesaria como: procedencia de la muestra (equipo en estudio), fecha, hora, etc.; la captación de muestras se realizaron los días martes, miércoles y viernes de junio del presente año por tres semanas consecutivas, a las siete de la mañana, con la colaboración del personal técnico del laboratorio y bajo la asesoría de los operadores del área para la ubicación en campo de los equipos y el manejo de los mismos.

Métodos de análisis de laboratorio

Los principales parámetros requeridos para la caracterización fisicoquímica del agua junto con la serie de normas y códigos establecidos para ejecutar el análisis de las mismas se muestran en la tabla 3.1 y la descripción detallada de los procedimientos analíticos se detalla en el anexo “A”

La fecha de realización de los análisis de laboratorio coinciden con las fechas correspondientes a la toma de muestras excepto porque estos se realizaron todos a las 9 de la mañana, cuyos resultados arrojados se expresan en la tabla 4.1 y anexo B.

Tabla 3.1. Procedimientos analíticos con sus respectivos códigos, metodología, equipos y materiales usados.

Procedimiento Análítico	Código	Metodología	Equipos y materiales
Determinación de pH	LB-MAGU-001	SM 4500-H+B	pHmetro Metrohm con electrodo de vidrio, beaker de 100ml
Determinación de dureza (mg/l CaCO ₃)	LB-MAGU-003	A.S.T.MD-1126	espectrofotómetro de absorción atómica, cabezal del quemador, lámpara de cátodo hueco de sodio
Determinación de hierro (mg/l Fe)	LB-MAGU-014	A.P.H.A 3500-FeD	Espectrofotómetro de absorción atómica, cabezal del quemador, lámpara de cátodo hueco de sodio
Determinación de sílice (ppm)	LB-MAGU-007	A.S.T.MD-589	Espectrofotómetro Shimadzu UV/visible, celdas de 1 y 5 cm, balones de polietileno(100ml), cilindros graduados de polietileno(50ml), pipetas aforadas de 1 y 2 ml, pipetas volumétricas de (1,2,5,10,20 y 50ml), papel de filtro 42
Determinación de conductividad (μcm)	LB-MAGU-002	A.S.T.MD-1125	Conductímetro Metrohm, celdas de conductividad(0,76-0,79-0,084cm ⁻¹) y termómetro

3.2 Proposición de las posibles fuentes de agua de atemperación

Para la propuesta de las posibles fuentes de agua de atemperación se procede a la identificación y ubicación de los principales equipos involucrados en el sistema de almacenamiento y distribución del agua usada como servicio industrial, mediante la búsqueda de los documentos a través de los cuales se establecieron los lineamientos de construcción de la unidad de servicios y de los diagrama de proceso e instrumentación. Asimismo, con visitas de campo se constató la localización de los mismos y quedando así establecidas las opciones a estudiar en el presente proyecto, como se muestra en tabla 3.3. Así como también se encuentran esquematizadas en la figura 3.1.

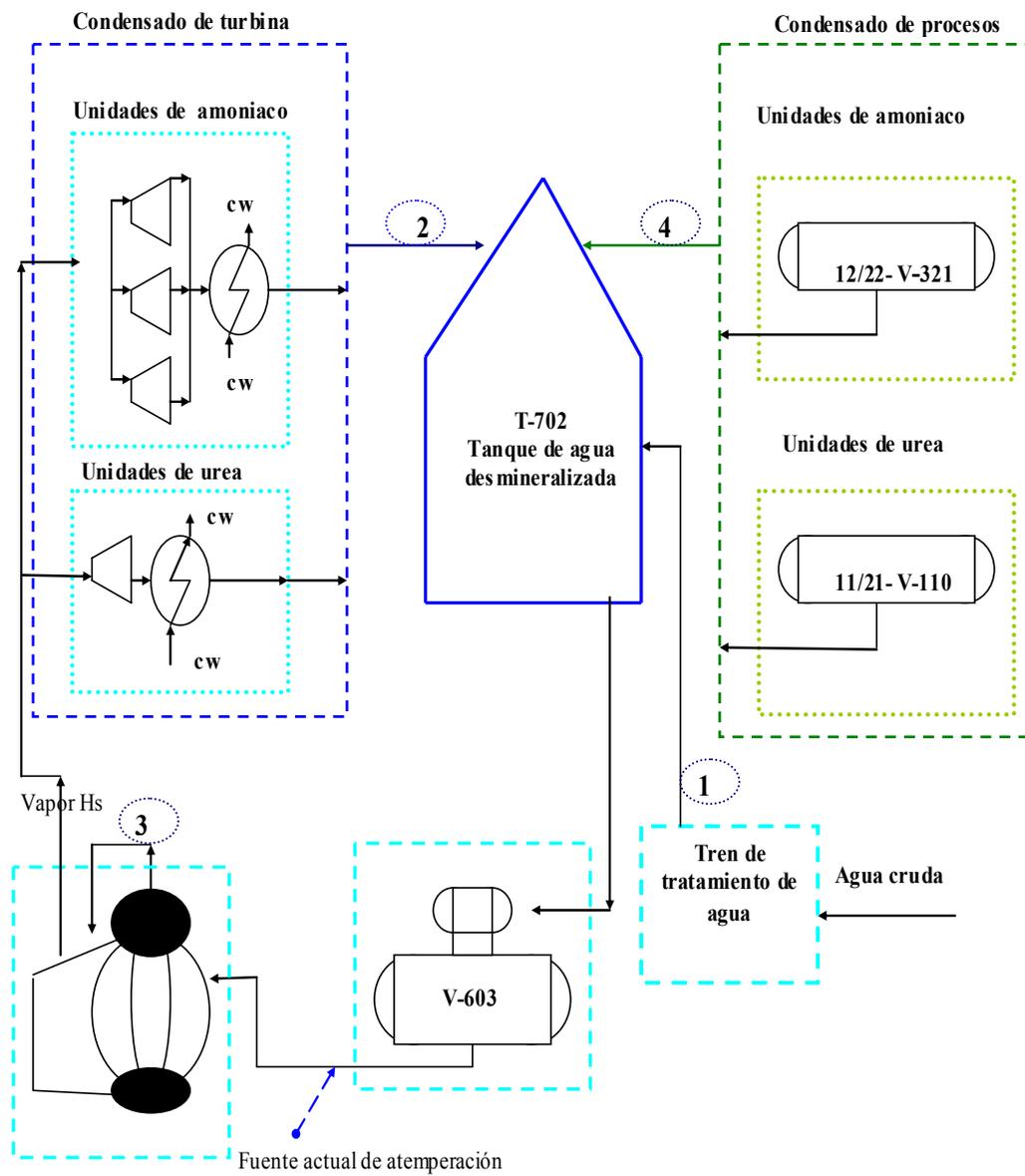


Figura 3.1. Diagrama esquemático de las posibles fuentes de agua de atemperación.

Donde:

1: Salida de agua del tren de tratamiento de agua.

2: Condensado de turbina de las unidades de amoniaco y urea.

3: Vapor saturado de caldera.

4: Condensado de proceso de las unidades de amoniaco y urea.

3.2.1 Caracterización fisicoquímica del agua proveniente de las fuentes propuestas

A las opciones propuesta, esquematizadas en la figura 3.1, se les realizó captación de muestras. para la cual se ubicaron en campo los puntos de muestreo correspondientes a cada opción propuesta mostrado en la tabla 3.3, cabe destacar que para la opción de vapor saturado HS de calderas tiene un sistema de muestreo especial en el cual condensan una cantidad muy pequeña (gotas) de dicho vapor para obtener las muestras líquidas y poder analizarlas.

Tabla 3.2 Puntos de muestreo ubicados en campo para la toma de muestras correspondiente a cada opción.

Opciones	Equipos	Punto de muestreo
1	Salida de lechos mixtos	Salida de lechos mixtos
2	Salida de los condensadores(E-401,E131) de vapor de turbinas (TK421,431,441,121)	Entrada al tanque de agua desmineralizada(T-702)
3	Domo superior de la caldera	Trampa de vapor
4	Colector de condensado (V-110 y V-321)	Entrada al tanque de agua desmineralizada(T-702)

Siguiendo la metodología de análisis, descrita en el anexo A y tabla 3.2, se realizan los análisis de laboratorio cuyos resultados se expresan en la tabla 4.2 a y b. y anexo B

3.2.2 Recopilación de los datos de diseño y operación tanto del agua de atemperación actual como de las fuentes propuestas

Consideraciones

Por tratarse de que las dos calderas auxiliares generadoras de vapor de alta presión (HS) de la empresa FertiNitro, son gemelas, la evaluación del sistema de atemperación solo fue realizada en la caldera A, así como también por tratarse de que las dos plantas de urea y amoníaco de la empresa FertiNitro, son plantas gemelas y que todas las unidades involucradas en éstas, tienen comportamientos idénticos, la evaluación de los equipos y sistemas solo fue realizada en la planta 22 y 21 por ser las más críticas.

3.2.2.1 Recopilación de los datos de diseño del proceso de atemperación actual

Para llevar a cabo la recopilación de los datos de diseño de las corrientes de proceso se procedió a la búsqueda de documentación e información técnica, dichos documentos fueron ubicados en el archivo técnico de la empresa y las fuentes de información fueron en su mayoría, hojas de datos de los equipos, balances de masa y de energía realizados por los diseñadores a las condiciones de operación normal, conociendo de esta manera tanto el conjunto de parámetros fisicoquímicos como la presión según diseño del agua usada para atemperar, cuyos valores se muestran en la tabla 3.3

Tabla 3.3. Composición fisicoquímica y presión según diseño de la corriente de agua usada para atemperar en operación.

Agua de alimentación a calderas(corriente atemperadora actual)						
Propiedades fisicoquímicas						Agua de media presión
pH	Conductividad	Dureza total	Sílice	Hierro total	Oxígeno	(kg/cm ² abs)
(adimensional)	(μ s/cm)	(ppb)	(ppb)	(ppb)	(ppb)	
8,5-9,5	<30	<20	<20	<20	<7	66

De la data sheet de la caldera se obtuvieron los valores de temperatura normal de diseño del vapor de salida del sobrecalentador primario y secundario, así como también la caída de presión y características del sobrecalentador primario y secundario mostrado en la tabla 3.4 a y b.

Tabla 3.4 a Temperaturas del vapor y caída de presión de los sobrecalentadores primario y secundario de la caldera.

	Temperatura (°C)		ΔP (kg/cm²abs)	
	Vapor de salida del sobrecalentador primario(SH1)	Vapor de salida del sobrecalentador secundario(SH2)	Sobrecalentador primario(SH1)	Sobrecalentador secundario(SH2)
Diseño	350	390	0,8	1,2

Tabla 3.4 b Material, capacidad térmica y número de tubos de sobrecalentadores primario y secundario (SH1 y SH2) de la caldera.

Tubos de sobrecalentador primario y secundario de caldera (SH1 y SH2)			
Material	Número de pares de tubos		Capacidad térmica máxima
Acero al carbón	SH1 31	SH2 34	450

3.2.2.2 Recopilación de los datos de operación actual tanto del agua de alimentación a caldera (fuente actual de atemperación) como del agua de las fuentes propuestas

Toda la información necesaria de las corrientes en objeto de estudio se recogió haciendo uso del programa Honeywell TPS-PHD (“Process History Data”) mediante unos formatos de hojas programadas en Excel, donde se colocaron las etiquetas de identificación (TAG) de las válvulas y puntos que se deseaban monitorear los cuales se expresan en la tabla 3.5

Tabla 3.5. Puntos monitoreados en la planta para realizar el estudio.

Fuente	Variable	Tag	Descripción	Unidades
Agua de alimentación a caldera(BFW)	Flujo	32FIC-6403	Usada para atemperar vapor de caldera	t/h
		32FIC-6401	Alimentada al economizador de la caldera	t/h
	Temperatura	32TI-6402	Agua de alimentación a caldera	
Vapor de alta presión (HS)	Presión	32PI-6001	Agua de media presión alimentada a caldera	kg/cm ²
Vapor de alta presión (HS)	Flujo	32FI-6402	Salida de vapor del SH2	°C
		32TI-6404	Salida de vapor del SH1	°C
	Temperatura	32TIC-6401	Salida del vapor del SH1 atemperado	°C
			Salida del vapor del SH2	°C
	Presión	32PI-6402	Salida de vapor del SH2	kg/cm ²
Vapor de alta presión (HS) saturado	Presión	32PI-6407	Tambor superior de vapor saturado de caldera	kg/cm ²
Condensado de	Flujo	21/11	Condensado de turbinas de	t/h

turbines de amoniaco y urea		FI-1033	las unidades de urea que van al tanque T-702	
		22/12 FI-4220	Condensado de turbinas de las unidades de amoniaco que van al T-702	t/h
Agua proveniente del tren de tratamiento de agua	Flujo	31FI-1012	Salida de los lechos mixtos	t/h
	Presión	31PI-0110	Salida de los lechos mixtos	kg/cm ²
Condensado de procesos de unidades de urea y amoniaco	Flujo	31FI-3104	Condensados de procesos que van a la unidad de servicios industriales	208,11t/h

La recolección de la data se realizó tomando un promedio (average), con la ecuación 3.1, diario durante el mes de mayo. Todos los instrumentos de medición empleados eran transmisores en línea de temperatura, presión y flujo dependiendo del parámetro que se deseaba medir (Anexo “C”).

$$promedio = \frac{\sum_{n=1}^n \text{valores de la variable}}{n^{\circ} \text{datos recogidos}} \quad (\text{Ec.3.1})$$

Para calcular el flujo promedio del vapor de alta presión (HS) generado por la caldera auxiliar 32-B601A, se promediaron las lecturas del FI-6402 mostradas en el anexo C, en el período comprendido del 01/05/2009 hasta el 30/05/2009, en intervalos de tiempo en que la planta se encuentra en operación normal, teniéndose lo siguiente:

$$\text{Promedio de Flujo HS (FI6402)} = \frac{\sum_{01/05/2009}^{30/05/2009} \text{Flujo de HS}}{30 \text{ días}}$$

$$\text{Promedio de flujo HS} = 94,582 \text{ ton/hr}$$

Este procedimiento se repite para el resto de las variables, tomando los datos de las tablas mostradas en la tabla 3.5 y el anexo C. Los promedios de cada una de las variables monitoreadas se muestran en la tabla 3.6

Tabla 3.6 Promedios de las variables del proceso monitoreadas.

Fuente	Variable	Tag	Descripción	Promedio
Agua de alimentación a caldera(BFW)	Flujo	32FIC-6403	Usada para atemperar vapor de caldera	5,868t/h
		32FIC-6401	Alimentada al economizador de la caldera	86,680t/h

**Tabla 3.6 Promedios de las variables del proceso
monitoreadas(continuación)**

	Temperatura	32TI-6402	Agua de alimentación a caldera	133,22°C
	Presión	32PI-6001	Agua de media presión alimentada a caldera	65,5kg/cm ²
	Flujo	32FI-6402	Salida de vapor del SH2	94,688t/h
Vapor de alta presión(HS)		32TI-6404	Salida de vapor del SH1	357,84°C
	Temperatura	32TIC-6405	Salida del vapor del SH1 atemperado	258,1°C
		32TIC-6401	Salida del vapor del SH2	380,02 °C
	Presión	32PI-6402	Salida de vapor del sobrecalentador SH2	44,22kg/cm ²
Vapor de alta presión (HS) saturado	Presión	32PI-6407	Tambor superior de vapor saturado de caldera	47,5kg/cm ²
Condensado de turbinas de amoniaco y urea	Flujo	21/11 FI-1033	Condensado de turbinas de las unidades de urea que van al tanque T-702	61,90t/h
		22/12 FI-4220	Condensado de turbinas de las unidades de amoniaco que van al T-702	351,60t/h
Agua proveniente del tren de tratamiento de agua	Flujo	31FI-1012	Salida de los lechos mixtos	154,20t/h
	Presión	31PI-0110	Salida de los lechos mixtos	5,32kg/cm ²
Condensado de procesos de unidades de urea y amoniaco	Flujo	31FI-3104	Condensados de procesos que van a la unidad de servicios industriales	208,11t/h

Cabe destacar que se tomó la temperatura del condensado de turbinas a través del uso de un termómetro, a la entrada del tanque de agua desmineralizada existe un punto de muestreo del condensado de turbina de amoniaco y urea, se midió temperatura directamente con un termómetro. Ésta junto con el resto de mediciones necesarias tomadas en campo se muestran en la tabla 3.7

Tabla 3.7 Mediciones tomadas en campo.

Presión (kg/cm²)	Temperatura (°C)	Instrumento de medción	Característica del sitio
-	60	Termómetro	Punto de muestreo del condensado de turbinas a la entrada del T-702
48	-	Manómetro	Tambo de vapor saturado de caldera
7	-	Manómetro	Tramo del cabezal de agua desmineralizada
3	-	Manómetro	Condensado de turbinas a la entrada del T-702
-	55	Termocupla	Cabezal de agua desmineralizada

3.2.2.3 Preselección de las opciones planteadas

A través de los resultados de los análisis realizados, mostrados en la tabla 4.2, al agua proveniente de las opciones propuestas, se les calculará el porcentaje de desviación con la ecuación 3.1 para descartar las opciones que no cumplan con las especificaciones requeridas para la atemperación en calderas.

$$\% \cdot Desv = \frac{\sum_{n=1}^n n \cdot \text{de valores fuera de especificación}}{\sum_{n=1}^n n \cdot \text{de valores total}} \quad (\text{Ec.3.2})$$

De acuerdo a los resultados obtenidos reflejados en la tabla 4.3 se preseleccionaron las opciones que no presentaron porcentaje de desviación de parámetros fuera de especificaciones (cumplen con las especificaciones fisicoquímicas), las cuales fueron:

- Condensado de turbinas
- Vapor saturado de caldera

Una vez preseleccionadas las opciones a evaluar en el desarrollo del presente proyecto se procede a obtener todos los datos necesarios en operación actual de la planta de dichas opciones y de la fuente actual de atemperación. Ésto para conocer las condiciones de presión y temperatura a las que se encuentra el agua de cada opción seleccionada e identificar el equipo necesario para adecuarla a las condiciones deseadas.

3.3 Selección de los equipos necesarios para la adecuación de las condiciones del agua proveniente de las posibles fuentes propuestas a las requeridas para la atemperación en calderas

El control de temperatura HS se lleva a cabo a través de la inyección de agua de atemperamiento en el vapor de salida del sobrecalentador primario (SH₁).

No existe dato de diseño de la TEMPERATURA y FLUJO del agua usada para atemperar porque el flujo de atemperación requerido en la caldera varía para mantener las especificaciones del vapor de alta presión (HS) de caldera. Se tiene como referencia la data de temperatura del vapor atemperado (vapor de salida del sobrecalentador primario después de mezclarse con el agua de atemperación) de 258.1 °C (tabla 3.8).

En cuanto la presión si existe requerimientos según el diseño de la caldera (tabla 3.1), la cual corresponde al agua de un nivel de presión mediano para este tipo de calderas de alta presión. Actualmente se atempera con agua de alimentación de calderas a unas condiciones de 66 Kg. /cm²_{abs} (tabla 3.1) y 133 C (tabla 3.6)

Tanto el flujo de vapor saturado emanado de la caldera de alta presión (opción 3) como el flujo de agua de condensado de turbinas (opción 2) cumplen con las especificaciones de los parámetros fisicoquímicos requeridos, sólo hay que adecuar ciertas condiciones de presión y/o temperatura para usarla como flujo de atemperación.

Para acondicionar los respectivos flujos a las condiciones idóneas se diseñarán los equipos pertinentes para cada caso, los cuales se resumen en la tabla 3.8.

Tanto para el diseño del condensador como para la selección de las bombas se necesita determinar el flujo y la temperatura de la corriente atemperadora para cada opción.

El flujo requerido para atemperar depende de la temperatura a la que se encuentre el agua procedente de la fuente propuesta.

Tabla 3.8 Equipos requeridos para adecuar las condiciones de las corriente correspondiente de cada opción preseleccionada a las necesaria para atemperar.

Opción	Condiciones actuales				Condiciones a adecuar			
	Presión (kg/cm ²)	Temperatura (°C)	Flujo disponible (t/h)	Estado de agregación	Presión (kg/cm ²)	Temperatura (°C)	Flujo disponible (t/h)	Estado de agregación
Condensado de turbinas	3	60	413,22	Líquido	66/requiere selección de bomba	60	Calculada/simulación del proceso de atemperación en hysys	Líquido
Vapor saturado	48	261,49	86,680	Vapor saturado	66/requiere selección de bomba	Fijada/ se fijan temperaturas por debajo de la temperatura de saturación	Calculada/simulación del proceso de atemperación en hysys	Líquido/ Diseño del condensador

Para el caso de la opción de condensado de turbinas se conoce la temperatura a la cual se encuentra (60 C) por lo que se determinara solo el flujo de atemperación requerido a esta temperatura.

Para el caso de vapor saturado de caldera, por su estado de agregación, se debe condensar (haciendo uso de un condensador) hasta una determinada temperatura que debe estar por debajo de su estado de saturación ($49 \text{ kg/cm}^2_{\text{abs}}$).

A partir de esta premisa se fijaran varias temperaturas por debajo de la de saturación del vapor a la presión a la que se encuentra y con dichas temperaturas fijadas se calculara el flujo.

A continuación se determinara el flujo de atemperación usando la herramienta de Hysys plant 3.2 mediante la simulación del proceso de atemperación para cada opción, introduciendo como datos las temperaturas de las corrientes usando los criterios antes descritos.

3.3.1 Determinación del flujo a través de la simulación del proceso de atemperación usando el simulador Hysys plant 3.2

Para determinar el flujo se realizará la simulación del proceso de atemperación en Hysys.

La evaluación en Hysys del proceso de atemperación consiste en un mezclador básicamente y se tomaron las consideraciones de:

- La composición de todas las corrientes es de 100 % agua.

- El paquete termodinámico usado es Peng Robinsón, cabe destacar que se escoge el paquete termodinámico Peng Robinson por ser el ideal para cálculos de equilibrio líquido–vapor y tener un alto rango de aplicabilidad para predecir algunos sistemas no ideales.

Las consideraciones antes mencionadas se van a tomar como pautas para realizar la simulación del proceso de atemperación en Hysys correspondiente a cada opción.

3.3.1.1 Comparación de los resultados de la simulación del proceso de atemperación actual en Hysys a las condiciones de operación actual de la planta.

- ❖ Elaboración del modelo de simulación del proceso de atemperación actual en caldera (agua de alimentación de caldera como flujo atemperador)
Se simulará el proceso de atemperación actual, esquematizado en la figura 3.2, haciendo uso del simulador Hysys plant 3.2.

Básicamente consiste en un mezclador de corrientes, para este caso se mezclan la corriente atemperadora (agua de alimentación de caldera) con el vapor de salida del sobrecalentador primario resultando el vapor atemperado (la resultante).

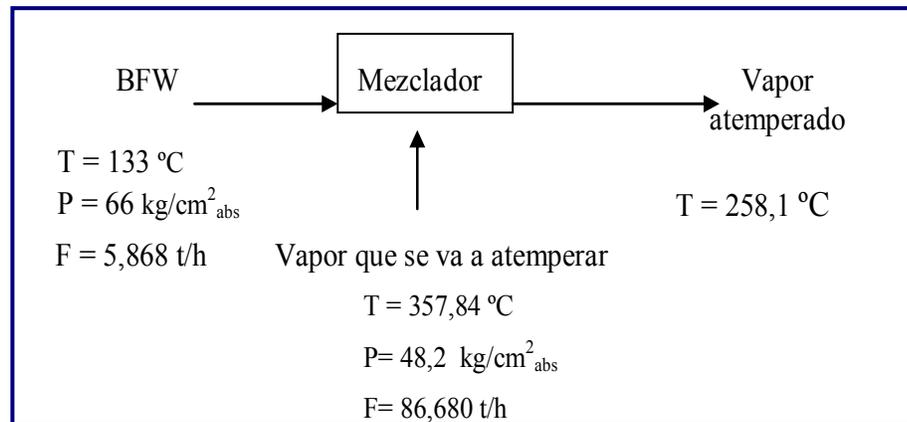


Fig. 3.2 Esquema explicativo del proceso de atemperación en caldera actual de la planta.

Se montará la simulación introduciendo como data en el simulador HYSYS PLANT 3.2 sólo las condiciones de las corrientes de entrada (la atemperadora y el vapor a atemperar) mostrada en la tabla 3.9 para obtener a través del simulador la temperatura de la corriente atemperada.

Tabla 3.9 Data de las corrientes atemperadora y atemperada introducida al simulador.

Condiciones	Data introducida al simulador Hysys	
	Corrientes	
	Atemperadora (BFW)	Que se desea atemperar (vapor de salida del SH1)
Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	133	357,84
Presion (kg/cm^2)	66	48,2
Flujo (t/h)	5,868	86,68

El esquema explicativo del proceso de atemperación simulado con el resultado arrojado por el simulador de la temperatura de la corriente atemperada (la resultante) se muestra en la figura 3.3 y los demás resultados al detalle se muestran en el anexo M.1 y M.2.

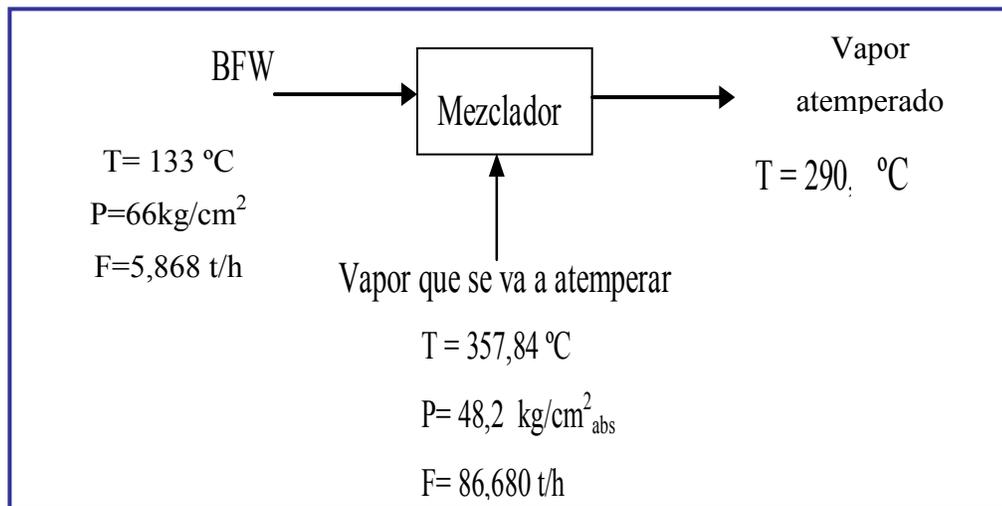


Fig. 3.3 Esquema explicativo del proceso de atemperación simulado a las condiciones actuales del proceso de atemperación en caldera.

A manera de verificar si coincide la temperatura de la corriente atemperada calculada por el simulador con la de operación normal (258,1) se calculará el porcentaje de desviación para tener en cuenta que los resultados del simulador tienen su porcentaje de error.

Se calculó el porcentaje de desviación de la temperatura de la corriente atemperada en operación normal (fig.3.2) con respecto a la arrojada por el simulador (fig.3.3), con la ecuación (3.3).

$$\% \cdot Desv . = \frac{Valor \cdot teórico - Valor \cdot exp \text{ erimental}}{Valor \cdot teórico} \cdot (100) \quad (Ec. 3.3)$$

$$\% \cdot Desv. = \frac{290 - 258}{258} \cdot (100) = 12.40$$

Para las simulaciones del proceso de atemperación tanto del condensado de turbinas como del vapor saturado se fijará como temperatura deseada, de la corriente atemperada, 290 °C correspondiente a la calculada en la simulación en HYSYS PLANT del proceso de atemperación a las condiciones de operación actual de la planta.

3.3.1.2 Simulación del proceso de atemperación usando condensado de turbina como flujo atemperador

Para el montaje de la simulación se mantienen las condiciones fijas del vapor de salida del sobrecalentador primario (corriente a atemperar) y la temperatura del condensado de turbinas (corriente atemperadora)

Sólo se varía el flujo de condensado de turbinas (manteniendo fijas las condiciones antes mencionadas) hasta que la resultante tenga la temperatura deseada 290 °C.

En la figura 3.4 se representa el diagrama explicativo del proceso de atemperación simulado usando como corriente atemperadora el condensado de turbinas.

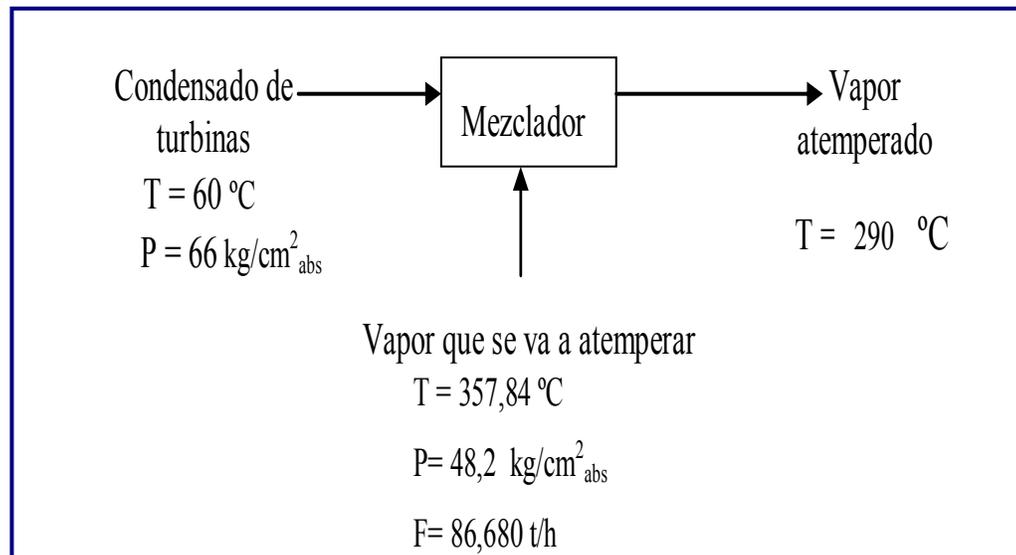


Fig. 3.4 Esquema explicativo del proceso de atemperamiento con condensado de turbinas como flujo atemperador.

Los datos introducidos en el simulador HYSYS PLANT 3.2 se muestran en la tabla 3.10.

Tabla.3.10 Las condiciones de datos de las corrientes de trabajo introducidos en el simulador.

Corrientes	Datos		
	Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)	Flujo (t/h)
Condensado de turbinas	60	66	-
Vapor a atemperar	357,84	48,2	86,680
Vapor atemperado	290	-	91,855

Los resultados del flujo de la corriente atemperadora calculado por el simulador se muestran en la tabla 4.4 de lo cual resultó que a 60 °C y 66kh/cm² se requiere 5,142 t/h de flujo. En el anexo M.3 y M.4 se muestra los resultados al detalle del ambiente de simulación del proceso de atemperación con condensado de turbinas.

3.3.1.3 Simulación del proceso de atemperación usando como flujo atemperador condensado de vapor saturado de caldera

El vapor saturado por encontrarse a 48 kg/cm²g (tabla 3.6) no puede usarse directamente como flujo atemperador porque la presión de la corriente a atemperar esta a 47,2 kg/cm²g y cualquier perturbación en el sistema se pueden igualar las presiones o quedar el flujo atemperador a menor presión que la corriente a atemperar y no mezclarse las corrientes (proceso de atemperación) careciendo el sistema de flexibilidad y confiabilidad.

Por ello surge la necesidad de condensar el vapor saturado a través del diseño de un condensador, lo cual se llevará acabo más adelante porque primeramente se necesita saber el flujo del condensado requerido para la atemperación.

Los datos introducidos en el simulador HYSYS PLANT 3.2 correspondientes a cada corriente de trabajo se muestran en la tabla 3.11 y el esquema explicativo del proceso de atemperación se muestra en la figura 3.5.

Tabla 3.11 Datos introducidos en el simulador HYSYS PLANT 3.2 para la simulación del proceso de atemperación con condensado de vapor de caldera.

Corriente atemperadora(condensado de vapor saturado HS)		Corriente atemperada(vapor de entrada al SH2)		Corriente a atemperar(vapor de salida del SH1)	
Variable fijada	Dato fijo	Dato constante	Datos fijos		
Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)	Temperatura (°C)	Flujo (t/h)	Temperatura (°C)	Presión (kg/cm ²)
260					
250					
240	66	290	86,680	357,84	48,2
230					

El condensado del vapor saturado puede obtenerse a varias temperaturas por debajo de la correspondiente a su estado de saturación (estado en el cual se encuentra el vapor a condensar).

Se fijarán como temperaturas del condensado las mostradas en la tabla 3.11 a manera de determinar la sensibilidad de la temperatura del condensado con respecto a los requerimientos de flujo del mismo para la atemperación.

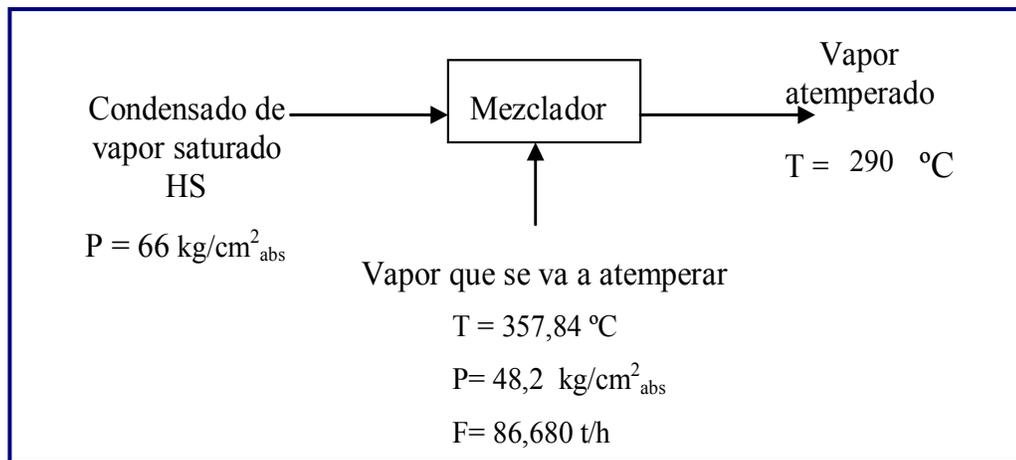


Fig. 3.5 Esquema explicativo del proceso de atemperación usando como flujo atemperador el condensado de vapor saturado de caldera.

Las temperaturas mostradas en la tabla 3.13 corresponderán a las fijadas como datos, de la corriente de condensado, introducidas el simulador ASPES PLUS 11.1 para el diseño del condensador a realizar posteriormente

Tabla 3.12 Flujos obtenidos por el simulador Hysys plant 3.2 en la simulación del proceso de atemperación usando como corriente atemperadora el condensado de vapor saturado HS correspondiente a cada temperatura fijada para la misma.

Corriente atemperadora	
Temperatura fijadas ($^\circ\text{C}$)	Flujo calculado por el simulador(t/h)
260	7,820
250	7,625
240	7,405
230	7,205

3.3.1.3.1 Diseño del condensador

Se observa en la tabla 3.12 que no es mucha la diferencia entre los flujos requeridos del condensado de vapor saturado requerido para atemperar al variar la temperatura del mismo.

Un condensador en la realidad no es 100 % eficiente por lo que no condensa totalmente el vapor. Por ello para el diseño del condensador se va a fijar como dato de la corriente de vapor un aproximado por exceso de 10.000 kg / h.

En el esquema de simulación realizado para el diseño se tomaron las siguientes consideraciones en concordancia con las herramientas de simulación empleadas (ASPEN PLUS y BJAC HEATRAN).

En la simulación del condensador se introdujeron en el simulador ASPEN PLUS 11.1 los siguientes datos para cada corriente de proceso (lado carcaza y lado tubos) mostrados en la tabla 3.13.

Tabla 3.13 Datos introducidos en el simulador ASPEN PLUS 11.1 para el diseño del condensador de tubo y coraza.

Datos fijados del lado coraza			Datos fijados lado tubos	
Temperatura del condensado que sale de la coraza(°C)	Flujo de vapor que entra a la coraza(t/h)	Caida de presión (kg/cm ²)	Temperatura de salida (°C)	Temperatura de entrada (°C)
260	10	10	110	55
250	10	10	110	55
240	10	10	110	55
230	10	10	110	55

Se realizaron varias corridas de la simulación manteniendo constante todos los datos fijados excepto la temperatura para observar la variación del requerimiento de flujo frío así como también la caída de presión por lado tubo y coraza según la temperatura del condensado variada, arrojando varios modelos posibles de condensadores de los cuales se elegirá uno de ellos, mostrados todos los modelos en la tabla en la tabla 3.14

El modelo del condensador elegido es el correspondiente a la temperatura de condensado de 240 C cuya elección es justificada a continuación:

Es necesario condensar el vapor hasta un leve subenfriamiento a manera de asegurar que la corriente de salida del condensador sea 100% agua líquida, asegurando no quede mezcla líquido- vapor porque el condensado de salida del condensador va directamente a una bomba.

El flujo de caudal frío necesario también es un factor influyente. A menor requerimiento de fluido frío menor temperatura del condensado (tabla 3.15) asegurando a una menor temperatura del condensado la imposibilidad de obtener nada de mezcla líquido- vapor.

Tabla 3.14 Variación de requerimiento tanto de fluido frío como demás valores mecánicos del diseño del condensador arrojado por el simulador ASPEN PLUS con respecto a cada una de las temperaturas del flujo atemperador (condensado de vapor saturado de caldera) fijadas.

Temperatura del condensado (°C)	Flujo del fluido frío (t/h)	área	Longitud de tubos (m)	Diámetro de la carcaza (m)	Arreglo de tubos	Número De tubos	Caída de presión carcaza/Tubos (psi)	Paso por la carcaza/tubos
260	72,60	5,8	1,5	0,273	Triangular	63	5,818/0,503	1/1
250	75,65	5,8	1,5	0,274	Triangular	63	5,999/0,545	1/1
240	78,56	7,8	2	0,275	Triangular	63	8,732/0,684	1/1
230	81,34	7,8	2	0,276	Triangular	63	8,975/0,732	1/1

Mientras más alejado este la temperatura del condensado de la correspondiente al estado de saturación se garantiza la confiabilidad y flexibilidad del proceso porque se trabajaría alejado del límite con respecto los requerimientos de flujo de la corriente atemperadora con respecto a la temperatura fijada (tabla 3.13) por lo que hay que condensar hasta una temperatura no muy cercana a la de saturación.

A menor temperatura del condensado mayor el requerimiento de fluido frío. El arreglo general del condensador y la hoja data del equipo se muestran en el anexo E.

3.3.2 Adecuación de la presión de la corriente de atemperación para cada opción.

3.3.2.1 Selección de bomba

Consideraciones

❖ Para el condensado de turbinas

El condensado de turbinas se encuentra a 60 °C y 3 kg/cm²g (tabla 3.6). Se debe llevar a presión de 66 kg/cm²_{abs} (tabla 3.3)

Se diseña un tanque para respaldo de la bomba. A continuación se realizan los cálculos pertinentes para el diseño del tanque.

▪ Diseño del tanque de almacenamiento de condensado de turbinas

Suponiendo que el suministro de condensado de turbina es igual a la cantidad de agua de atemperación requerida por el proceso, manteniendo la premisa de materia prima constante por 1 hora se obtiene el volumen efectivo del tanque.

Se calcula el área y la altura efectiva del tanque a través de las ecuaciones 3.4 y 3.5 respectivamente, sustituyendo en las mismas los valores mostrados en la tabla 3.17 y 3.18.

$$Ve = \cdot(Q) \cdot (T) \quad (\text{Ec.3.4})$$

Donde el caudal (Q) se calcula de la siguiente forma:

$$Q = \cdot \frac{M}{\rho} \cdot \frac{(20.000kg / h)}{980,557kg / m^3} = 20,39657m^3 / h$$

Sustituyendo valores en la ecuación 3.4

$$Ve = \cdot(20,39657m^3 / h)(1h) = 20,3966m^3$$

La altura efectiva viene dada por:

$$He = \cdot(Ve) \cdot (D) \quad (\text{Ec.3.5})$$

Donde:

Ve: Volumen efectivo del tanque (m³)

Ae: área efectiva del tanque (m²)

Q: Caudal (m³/h)

T: Premisa de tiempo de alimentación continua de condensado

D: Diámetro interno de la tubería.

Para estimar la capacidad volumétrica total del tanque, se considera que el volumen efectivo es el equivalente al 82% del volumen total del tanque, para mantener un 18% de nivel total del tanque como protección de las bombas de alimentación de condensado de turbinas en caso de corte de alimentación de condensado de turbina al tanque por paradas no programadas de planta (emergencia).

Haciendo uso de la ecuación 3.5 y sustituyendo el valor del volumen efectivo del tanque calculado se obtiene el valor del volumen nominal del tanque mostrado en la tabla 4.5

$$Volumen \cdot No\ min\ al = \frac{Ve}{0,82} \quad (Ec.36)$$

$$Volumen \cdot No\ min\ al = \frac{20,3966m^3}{0,82} = 24,8739\ m^3 \approx 25\ m^3$$

De acuerdo a la norma API 650, tabla A.1-a (anexo F) capacidades para tanques de pequeñas dimensiones, para un tanque de 25 metros cúbicos de capacidad la altura y diámetro correspondiente es 3,6m

Con respecto al material para la construcción del tanque es de acero al carbono ASTM 105 GrB. y del tipo techo cónico.

❖ Para el condensado de vapor saturado HS

Para esta opción no se requirió el diseño de un tanque porque el condensador diseñado con respecto a la fabricación mecánica del mismo tiene una bota que almacena un nivel de líquido de respaldo de la bomba.

Balance macroscópico en el sistema isotérmico empleando una hoja de cálculo en Microsoft Excel para los sistemas de bombeo correspondientes al condensado de turbinas y de vapor saturado HS.

Primeramente se ubicó en la unidad de servicios el espacio físico disponible para el sistema de bomba, a través de la implementación de planos plant plan (anexo Ñ), verificándolo con visitas al campo. El espacio disponible seleccionado es mostrado en la figura 3.5.

Luego para realizar el balance macroscópico isotérmico en una hoja de cálculo en Excel para cada sistema de bomba se siguieron los pasos:

A) Ubicar los puntos a aplicar Bernoulli

Se ubicaron los puntos donde se tenía mayor condiciones del sistema conocidas, se consideró el diámetro de la tubería constante en todo el sistema por lo cual el área transversal de la tubería y la velocidad del fluido se mantienen constantes, anulándose las velocidades en la expresión de Bernoulli (ecuación 2.4).

B) Caracterizar las propiedades del flujo bombeado

Con la temperatura del flujo a bombear se determina la viscosidad y densidad de la misma, implementando el anexo L, cuyas condiciones para cada opción se muestran en la tabla 3.16.

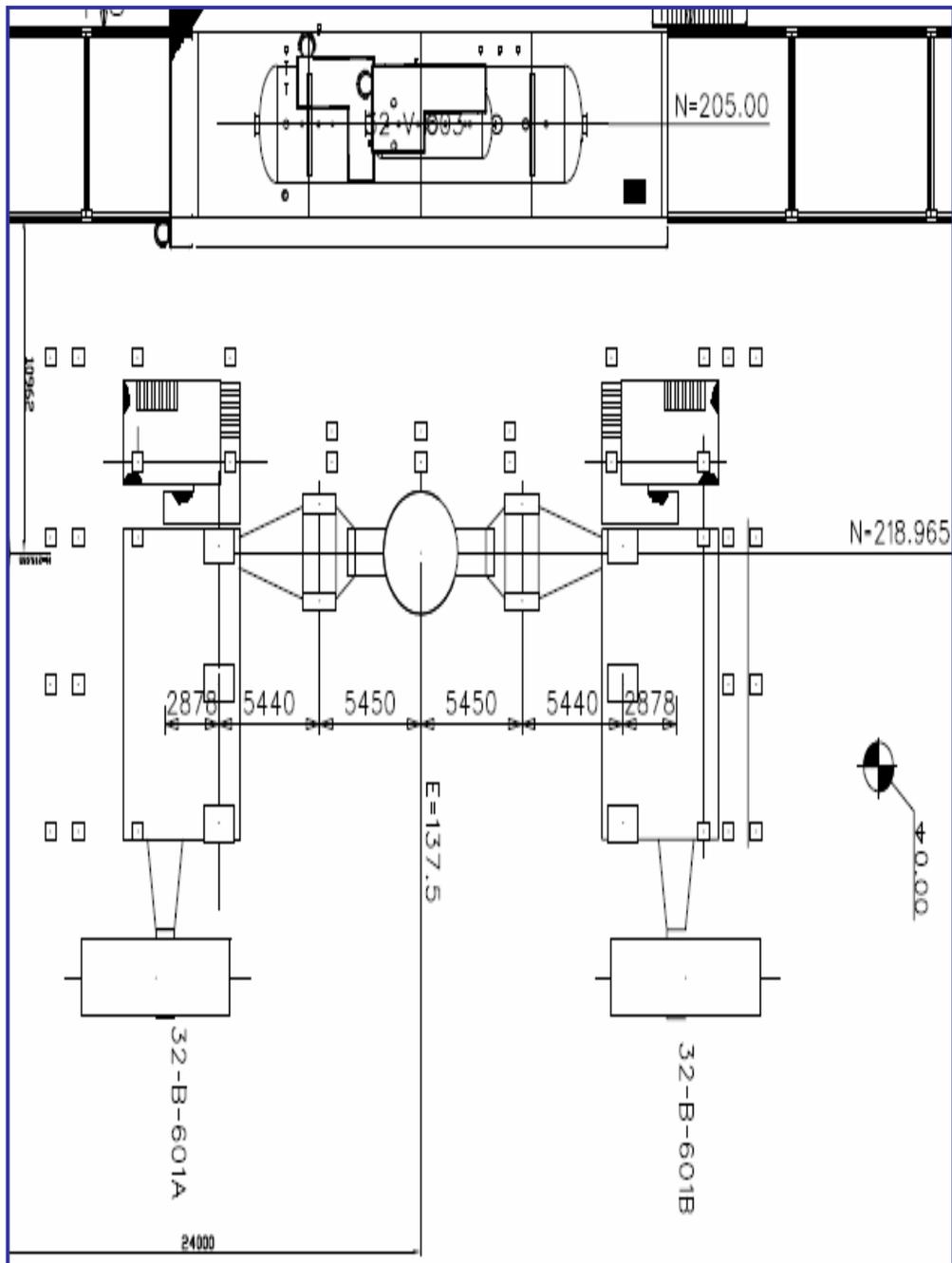


Figura 3.6 Área disponible para la instalación del sistema de atemperación para caldera.

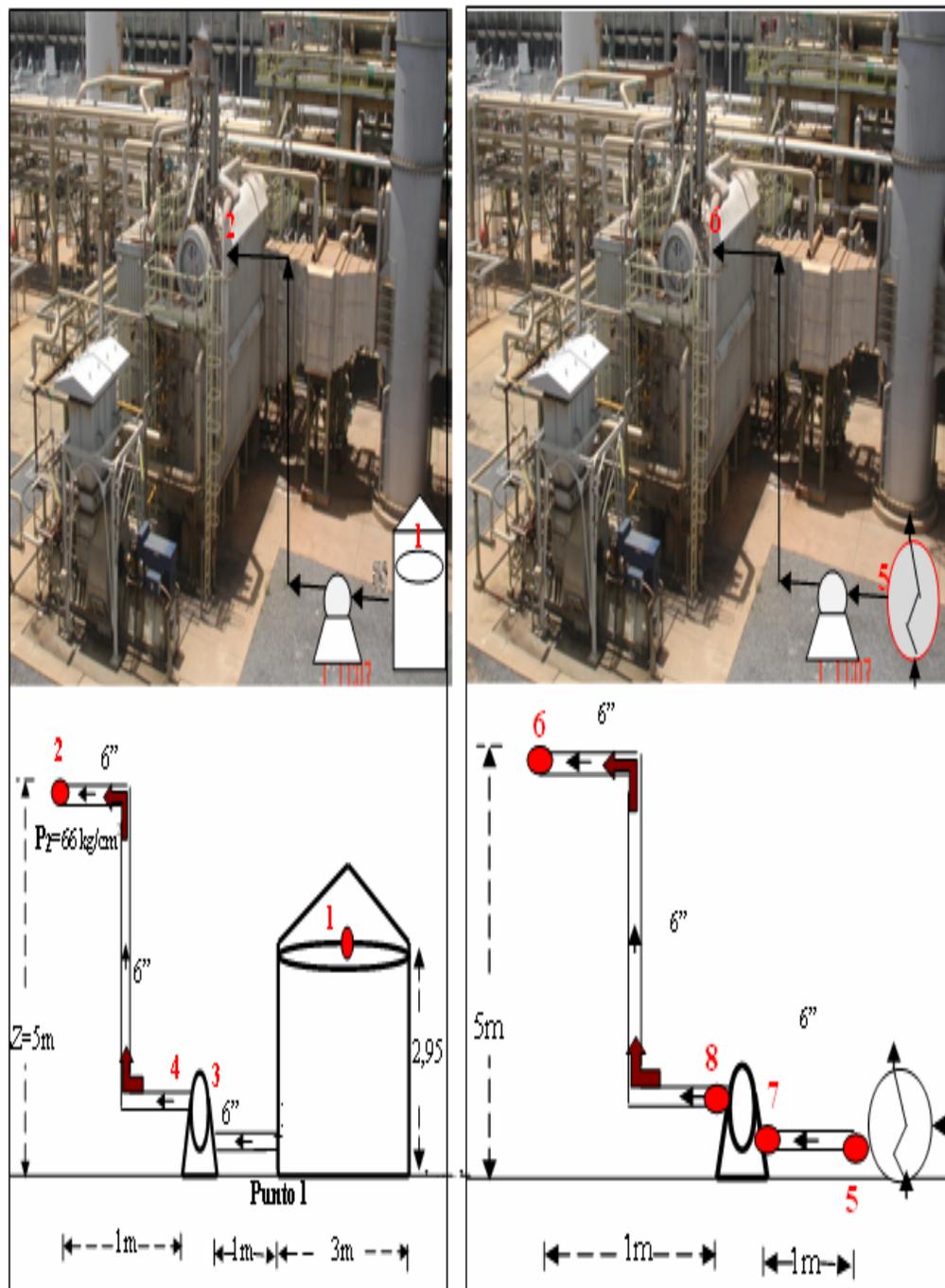


Figura 3.7 Sistema de bombeo de condensado de turbinas. **Figura 3.8 Sistema de bombeo de condensado de vapor saturado HS.**

Tabla 3.15 Condiciones de flujo para el condensado de turbinas y de vapor

Opciones	Características				
	Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)	Viscosidad (Pa.seg)	Flujo (kg/h)	Presión de vapor (kg/ m ²)
Condensado de turbina	60	983,2	0,0048	20.000	1.900
Condensado de vapor saturado	240	812,2	0,0009	10.000	340.993

saturado HS.

C) Caracterizar el sistema de tuberías

Los accesorios necesarios en el sistema de tuberías correspondiente a cada sistema de bombeo y longitudes equivalentes (Ki) extraídas de la tabla K.1 son reportados en la tabla 3. 17

Tabla 3.16 Propiedades del sistema de tuberías para el sistema de tanque-

Opciones	Propiedades		
	Numero de accesorios	Accesorios	(Ki) Longitud equivalente
Condensado de turbina	2	codos de 90	3,4m
	1	válvula shet	1,1m
Condensado de vapor saturado	2	codos de 90	3,4m
	1	válvula shet	1,1m

bomba y condensador bomba.

❖ Realizar la hoja de cálculo en Microsoft Excel

Se realizó un balance de energía macroscópico empleando una hoja de cálculo en Microsoft Excel (anexo G) para cada sistema de bombeo a través de la cual se obtuvieron las potencias hidráulicas, los cabezales y los cabezales netos de succión positiva (NPSH) de las bombas.

Para conocer la presión de succión y descarga de las bombas se aplicaron varios Bernoullis (ecuación 2.4), en la tabla 3.18 se muestra la cantidad de Bernoullis aplicados en cada sistema de bombeo (figura 3.6 y 3.7) y lo obtenido en cada caso.

En la tabla 3.19 se muestran los datos conocidos correspondiente a los puntos asignados de cada sistema de bombeo (figura 3.6 y 3.7) para la aplicación de la ecuación de Bernoulli (2.4).

Para el sistema condensador –bomba la presión de succión de la bomba es considerada la de salida del condensado del lado carcaza. Para el diseño del condensador se considero una caída de presión máxima permisible por lado carcaza de 10 psi de acuerdo a la norma PDVSA (anexo D) . Entonces la presión de succión para la bomba del condensado de vapor saturado se calcula a continuación:

La presión máxima permitida de salida del condensado del lado carcaza se calcula por la ecuación siguiente:

$$P_m = P_v - \Delta P_m \quad (\text{Ec.3.7})$$

Donde:

P_m : Presión máxima de condensado ($\text{kg/cm}^2_{\text{abs}}$)

P_v : Presión del vapor saturado ($49 \text{ kg/cm}^2_{\text{abs}}$)

ΔP_m : Caída de presión máxima 10 psi ($0,7031 \text{ kg/cm}^2_{\text{abs}}$)

Sustituyendo valores en la ecuación 3.7 se procede al cálculo de la presión máxima a la cual puede salir el condensado de vapor saturado de caldera HS del lado carcasa del condensador diseñado.

$$P_m = (49 - 0,7031) \text{ kg/cm}^2_{\text{abs}}$$

$$P_m = 48,30 \text{ kg/cm}^2_{\text{abs}}$$

A continuación se realiza una muestra de calculo para el balance macroscópico del sistema de tanque bomba (opción de condensado de turbinas)

Balance macroscópico del sistema de tanque- bomba

Calculo de la potencia hidráulica de la bomba (Entre los puntos 1-2)

De la ecuación 2.4 de Bernulli se despeja la potencia hidráulica (P) y queda la ecuación 3.8[12]

$$P = \left[\frac{\sum_{n=1}^n F}{M} + \frac{\Delta Z \cdot g}{gc} + \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot gc} \right] M \cdot F \quad (\text{Ec.3.8})$$

Se procede al cálculo de los términos de la ecuación 3.8

Tabla 3.17 Balances de energías macroscópico realizados a los sistema de bombeo.

Bernoullis aplicados	Condensado de turbina			Condensado de vapor saturado HS		
	1/2	1/3	4/2	5/6	5/7	8/6
Valor obtenido	Potencia hidráulica	Presión de succión	Presión de descarga	Potencia hidráulica	Presión de succión	Presión de descarga

Tabla 3.18 Valores de los términos de la ecuación de Bernoulli correspondiente a cada sistema de bombeo.

Condiciones del sistema	Condensado de turbinas			Condensado de vapor saturado HS		
	Puntos del sistema tanque - bomba			Puntos del sistema condensador - bomba		
	1 / 2	1 / 3	4 / 2	5 / 6	5 / 7	8 / 6
Z (m)	3 / 5	3 / 0	0 / 5	0 / 5	0 / 0	0 / 5
Presión (kgf/m ²)	10.300 / 660.000	10.300/ -	- /660.000	483.000/660.000	483.000/ -	- / 660.000
Longitud de la tubería (m)	8	1	7	8	1	7
Diámetro nominal de la tubería (m)	0,15 (6 pulgadas)					

- Cálculo de las pérdidas por fricción y accesorios se utiliza la ecuación 2.4.1

$$\frac{\sum_{n=1}^n F}{M} = \frac{F_d \cdot (L + L_e) \cdot V^2}{2 \cdot g \cdot c \cdot D_i} \quad [\text{kgf.m/kg}] \quad (\text{Ec. 2.4.1})$$

Para usar la ecuación 2.4.1 se necesita hallar los valores de:

- **Longitud equivalente de tramos de tubería y accesorios (Le)**

calculado con la ecuación 2.4.1.1 [12]

$$L_e = \sum_{n=1}^n K_i \cdot N_i \quad (\text{Ec.2.4.11})$$

Sustituyéndolos las pérdidas adicionales por rozamiento a través de los accesorios y válvulas que se encuentran instalados a lo largo de la tubería (K_i) por sus respectivo número de accesorio (N_i), extraídas de la tabla 3.17, en la ecuación 2.4.1.1 se calcula la longitud equivalente (L_e).

$$L_e = (2)(3,4) + (1)(1,1) = 7,9m$$

- **La velocidad del fluido (V) en m/seg[12]**

Se calcula haciendo uso de la siguiente ecuación: [12]

(Ec. 3.9)

$$V = \frac{Q}{A}$$

Donde

Q= caudal volumétrico [m³/seg]

A= área transversal de la tubería [m²]

○ **El caudal volumétrico (Q) en m³/seg**

Se calcula a través de la siguiente ecuación: [12]

$$Q = \frac{M}{\rho} \quad (\text{Ec. 3.10})$$

○ **El área transversal de la tubería (A) en m²**

Se calcula a través de la siguiente ecuación: [12]

$$A. \Rightarrow \frac{\Pi \cdot Di}{4} \quad (\text{Ec. 3.11})$$

Donde :

Di: diámetro interno de la tubería (m)

Π : constante adimensional (3,141516)

Con el diámetro nominal de 6 pulgadas mostradas en la tabla 3.19 se halla el diámetro interno de la tubería del anexo J, resultando ser el siguiente:

$$Di = 0,141516 \text{ m}$$

Sustituyendo la ecuación 3.10 y 3.11 en la ecuación 3.9 se obtiene: [12]

$$V = \frac{M / \rho}{\pi \cdot Di / 4} \quad (\text{Ec. 3.12})$$

Sustituyendo valores de tabla 3.16 en ecuación 3.12 se calcula la velocidad del fluido (en este caso condensado de turbina):

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{\left(\frac{5,56 \text{ kg} / \text{seg}}{983,2 \text{ kg} / \text{m}^3}\right)}{\frac{(3,1415)(0,1541 \text{ m})^2}{4}} = 0,302975 \text{ m} / \text{seg}$$

○ **El número de Reynolds (Re)**

Se calcula a través de la siguiente ecuación: [12]

$$\text{Re} = \frac{V \cdot \rho \cdot Di}{\mu} \quad [\text{adimensional}]$$

Sustituyendo el valor calculado de Le calculado y demás datos de la tabla 3.16 en la ecuación 3.13 se calcula el número de Reynolds (Re):

$$\text{Re} = \frac{(0,302975 \text{ m} / \text{seg}) \cdot (983,2 \text{ kg} / \text{m}^3) \cdot (0,1541 \text{ m})}{(0,0048 \text{ Pa} \cdot \text{seg})}$$

$$\text{Re} = 9.563,3503$$

○ **La rugosidad relativa (ϵ/Di)**

Con los valores de diámetro interno de la tubería ($Di = 0,1541$) y el material de la misma (Acero al carbón) se halla la rugosidad relativa del anexo J [12]

$$(\epsilon/D_i) = 0,0003$$

o **Factor de fricción (Fd)**

Con el número de Reynold (Re) y la rugosidad relativa se lee en anexo J el valor del factor de fricción (Fd): [12]

$$F_d = 0,036 \text{ [adimensional]}$$

Sustituyendo los valores de (L) de tabla 3.19 y demás valores antes calculados en la ecuación 2.4.1 se calcula las pérdidas por fricción de accesorios y tramos rectos.

$$\frac{\sum_{n=1}^n F}{M} = \frac{(0,036) \cdot (8 + 7,9)m \cdot (0,302975 \text{ m / seg})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{kg}}{\text{kgf} \cdot \text{seg}^2}) \cdot (0,1541 \text{ m})}$$

$$\frac{\sum_{n=1}^n F}{M} = 0,01738 \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{kg}}$$

Sustituyendo los valores antes calculados y los reportados en las tablas 3.19 y 3.16 se calcula la potencia hidráulica a continuación:

$$P = \left[0,01738 \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{kg}} + \frac{(5-3)m \cdot (9,81 \text{ m/seg}^2)}{(9,81 \frac{\text{kg}}{\text{kgf} \cdot \text{seg}^2})} + \frac{(660.000 - 10.332,27) \text{ kgf/m}^2}{983,2 \text{ kg/m}^3} + \frac{(0,31 - 0,31 \text{ m/seg})^2}{2 \cdot (9,81 \frac{\text{kg}}{\text{kgf} \cdot \text{seg}^2})} \right] \cdot (5,56 \frac{\text{kg}}{\text{seg}}) \cdot (0,0098) \frac{\text{kw}}{(\frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{seg}^2})}$$

$P = 36,11 \text{ kw}$

• **Calculo del cabezal de la bomba (H) [12]**

$$H = \frac{(P/M) \cdot g_c}{g} \quad (\text{Ec. 3.14})$$

Donde P/M se obtiene de la ecuación de Bernoulli 2.4.

$$\frac{P}{M} = \left[\frac{\sum_{n=1}^n F}{M} + \frac{\Delta Z \cdot g}{gc} + \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot gc} \right] \quad (\text{Ec. 3.15})$$

Sustituyendo ecuación 3.15 en ecuación 3.14 se obtiene:

$$H = \left[\frac{\sum_{n=1}^n F}{M} + \frac{\Delta Z \cdot g}{gc} + \frac{\Delta P}{\rho} + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot gc} \right] \cdot \frac{gc}{g} \quad (\text{Ec. 3.16})$$

Se sustituyen los valores calculados anteriormente y el resto reportado en la tabla 3.16 en la ecuación 3.16 se procede al cálculo del cabezal de la bomba que se muestra a continuación:

$$H = \left[0,01738 \frac{\text{kgf} \cdot \text{m}}{\text{kg}} + \frac{(5-2)m \cdot (9,81 \text{ m / seg})}{(9,81 \frac{\text{kg}}{\text{seg}^2})} + \frac{(660,000 - 10.332,27) \text{ kgf / m}}{(983,2 \text{ kg / m})} + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot gc} \right] \cdot \frac{(9,81 \frac{\text{kg}}{\text{seg}^2})}{(9,81 \text{ m / seg})}$$

$$H = 662,77 \text{ m}$$

- **Calculo de la presión de succión (Ps)**

Para el cálculo de la presión de descarga se realizó un Bernoulli entre los puntos 1 y 3 del sistema tanque bomba de la figura 3.6.

De la ecuación de Bernoulli (2.4) se despeja el término de presión de succión de la bomba (correspondiente en este caso a la presión del punto 3 de la figura 3.6 del sistema tanque bomba) [12].

$$P_s = \left[\frac{P_1}{\rho} - \frac{P}{M} - \frac{\Delta Z \cdot g}{gc} - \frac{\Delta v^2}{2 \cdot gc} - \frac{\sum_{n=1}^n F}{M} \right] \rho \quad (\text{Ec. 3.17})$$

Sustituyendo los valores de presión en el punto 1 reportado en la tabla 3.16 y demás valores antes descritos en la ecuación 3.17 se tiene que:

$$P_s = \left[\frac{(10.332,27 \text{kgf/m}^2)}{(983,2 \text{kg/m})} - \frac{P}{M} - \frac{(0-5)m \cdot (9,81 \text{m/seg}^2)}{(9,81 \frac{\text{kg}}{\text{kgf/seg}^2})} - \frac{\Delta v^2}{2 \cdot gc} - (0,01738 \text{kgf} \cdot \text{m/kg}) \right] (983,2 \text{kg/m})^3$$

$$P_s = 15.231,18 \text{ kgf/m}^2$$

- **Calculo de la presión de descarga**

Para el cálculo de la presión de descarga se realizó un Bernoulli entre los puntos 4 y 2 del sistema tanque bomba de la figura 3.6. De la ecuación de Bernoulli (2.4) se despeja el término de presión de descarga de la bomba (correspondiente en este caso a la presión del punto 4 de la figura 3.6 del sistema tanque bomba) [12]

$$P_d = \left[\frac{P_2}{\rho} + \frac{P}{M} + \frac{\Delta Z \cdot g}{gc} + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot gc} + \frac{\sum_{n=1}^n F}{M} \right] \rho \quad (\text{Ec. 3.18})$$

Sustituyendo los valores de presión en el punto 2 reportado en la tabla 3.16 y demás valores antes descritos en la ecuación 3.18 se tiene que:

$$P_d = \left[\frac{(660.000 \text{kgf/m}^2)}{(983,2 \text{kg/m})} + \frac{P}{M} + \frac{(5-0)m \cdot (9,81 \text{m/seg}^2)}{(9,81 \frac{\text{kg}}{\text{kgf/seg}^2})} + \frac{\Delta v^2}{2 \cdot gc} + (0,01738 \text{kgf} \cdot \text{m/kg}) \right] (983,2 \text{kg/m})^3$$

$$P_d = 664.932,71 \text{ kgf/m}^2$$

- Cálculo del cabezal neto de succión positiva disponible (NPSHd)

Para el cálculo del NPSH disponible se usa la ecuación 2.5 descrita en el capítulo anterior. [12]

$$NPSH = \frac{F1.(P_s - P_v).gc}{\rho.g} \quad (\text{Ec. 2.5})$$

Sustituyendo los valores de la tabla 3.16 y demás requeridos en la ecuación 2.5 se tiene que:

$$NPSH_d = \frac{144.(15.231,18 - 1.937,46) \text{ kgf/m} \left(\frac{1 \text{ psia}}{703,0719 \text{ kgf/m}} \right) \left(32,2 \frac{\text{lb}}{\text{lbf/seg}} \right)}{(61,3665 \text{ lb/pie})(32,2 \text{ lb/seg})}$$

NPSHd = 44,37 pies

Transformándolo a metros con el factor de conversión de: $\left(\frac{0,3048 \text{ m}}{1 \text{ pies}} \right)$

$$NPSH_d = 44,37 \text{ pies} \left(\frac{0,3048 \text{ m}}{1 \text{ pies}} \right)$$

NPSHd = 13,52 m

Se repite todos los cálculos para el sistema de bomba condensador bomba de la figura 3.3. Los resultados tanto para la bomba de condensado de turbina como para la de condensado de vapor saturado de caldera se reportan en la tabla 4.6 y 4.7 respectivamente

- Cálculo del caudal volumétrico en galones por minuto de condensado de turbinas

$$GPM = Q \left(\frac{15.850,33214 \text{ GPM}}{1 \text{ m/seg}} \right) \quad (\text{Ec.3.19})$$

Sustituyendo valores se tiene que:

$$GPM = \left(\frac{5,56 \text{ kg / seg}}{983,2 \text{ kg / m}} \right) \left(\frac{15.850,33214 \text{ GPM}}{1 \text{ m / seg}} \right) = 89,634 \text{ GPM}$$

Selección del tipo de bomba

De acuerdo al cabezal (H) y a la capacidad volumétrica en galones por minuto (GPM) de la bomba se selecciona el tipo de bomba implementando el anexo N.

A partir de los resultados de cabezal (H) y GPM de cada bomba mostrados en la tabla 4.6 y 4.7 se lee en la grafica del anexo L el tipo de bomba a usar para cada opción, mostrados a continuación:

Tabla 3.19 Tipo de bomba seleccionada.

Sistema de Bomba	
Condensado de vapor saturado HS	Condensado de turbinas
Bomba centrífuga	Bomba centrífuga

3.4 Escoger la opción con mayor factibilidad de acuerdo a una evaluación técnica y estudio de costos preliminar

3.4.1 Estudio de costos preliminar

Consiste básicamente en la estimación de costos por equipo. Primeramente se obtendrá la base de costo de cada equipo utilizando graficas estandarizadas y a manera de validar los resultados que se obtengan a partir de las graficas usadas se compararan con cotizaciones del costo del condensador y el tanque mostradas en los anexos (H) e (I) respectivamente.

3.4.1.1 Estimación de costos por equipo

Condensador de tubo y carcaza diseñado (anexo G):

Se utilizó la correlación correspondiente al año del 2004, la cual se describe en la sección 2.11[10]

$$C = (BC) (F_t)(F_m)(F_{pt})(F_{ps}) \quad (\text{Ec. 2.12})$$

De tabla 2.4, 2.5, 2.6 y 2.7 se obtienen los siguientes valores: [10]

$$\left\{ \begin{array}{l} F_t = 0,7933 \\ F_m = 3 \\ F_{pt} = 0,07 \\ F_{ps} = 0,18 \end{array} \right.$$

Con el valor de área de transferencia de calor (83,96 pies²) calculado en el diseño del condensador reportado en la tabla 314. se lee en la figura 2.15 el costo base (CB) del condensador (CB)

El valor de costo base del condensador (CB) leído en la grafica 2.15 fue:

$$CB = 1.500.000 \$$$

Sustituyendo los valores de los factores adimensionales (Ft, Fm, Fpt, Fps) y costo base (CB) del condensador en la ecuación 2.12 se tiene que:

$$C = (1.500.000 \$) (0,7933) (3) (0,05)(0,18)$$

$$C = 32.128,65 \$$$

El costo histórico (2004) base del condensador resultó de 32.128,65 \$

Tanque atmosférico

Para la estimación de costo base de un tanque se requiere información sobre el material de construcción y capacidad volumétrica del mismo.

El costo base del tanque de almacenamiento de condensado de turbinas se halla a través de la figura 2.16, con la capacidad en metros cúbicos (25 m³) y material acero al carbón del tanque diseñado (tabla 4.5)

El costo histórico (2002) base del tanque resultó 30.000 \$.

Para Bombas centrifuga:

Se estimo el costo base del equipo a partir de la caída de presión y los galones por minuto del flujo manejado por la bomba, usando la figura 2.17.

Para la bomba del condensado de turbina:

- Calculo de (ΔP) (GPM)

Donde:

$$(\Delta P) = (P_{\text{descarga}} - P_{\text{succión}}) \quad (\text{Eq. 3.20})$$

Sustituyendo los valores de la tabla 4.6 y 4.7 en la ecuación 3.20 se tiene:

$$(\Delta P) = (66,49 - 1,33) \text{ kgf/cm}^2$$

$$\Delta P = \left(65,16 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \right) \left(\frac{1 \text{ psi}}{0,07031 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}} \right)$$

$$\Delta P = 926,76 \text{ psi}$$

Luego con el valor del ΔP obtenido y los GPM reportados en la tabla 4.algo se obtiene:

$$(\Delta P) (\text{GPM}) = (926,76 \text{ psi})(89,55 \text{ GPM})$$

$$(\Delta P) (\text{GPM}) = 82.990,73 (\text{psi.GMP})$$

De tabla 2.8 se tiene que para $(Gpm)(\Delta P) > 10000$ se calcula el costo base de la bomba centrífuga por la siguiente ecuación: [10]

$$\text{\$} = [(0,122) (\text{gpm})(\text{psi})] + 3.777 \quad (\text{Ec } 3.21)$$

Sustituyendo el valor de (ΔP) (GPM) obtenido en la ecuación 3.21 se tiene que:

$$\text{\$} = [(0,122)(82.990,73)] + 3.777$$

$$\text{\$} = 137.901,87$$

El costo histórico (2004) de la bomba centrífuga de condensado de turbina es 13.901, 87\$.

Se repiten los cálculos para la bomba del condensado de vapor saturado, cuyos resultados se muestra en la tabla 4.8.

3.4.1.2 Actualización de precios de los equipo

Para encontrar el costo presente de los equipos se multiplica el costo histórico por la relación del índice de costo real dividido por el índice de costo de la fecha base (ecuación 2.12)

La mayor parte de los índices de costo son promedios nacionales, en la tabla a continuación se muestran los promedios de índices de costos:

Empleando la ecuación 2.12 y el índice de costo correspondiente al costo histórico y actual de cada equipo se actualizan los costos de los mismos. A

continuaron se realiza una muestra de calculo de la actualización de costo del condensador diseñado, usando la ecuación 2.15 y los valores de índices de costos reportados en la tabla 3.20

Tabla 3.20 Índices de costos ^[11]

Ano	Promedio anual
1998	163
1999	166.6
2000	172.2
2001	177.1
2002	179.9
2003	184
2004	188.9
2005	195.3
2006	201.6
2007	207.34
2008	215.3
2009	215.351

- **Costo actualizado para el condensador de tubo y coraza.**

De la tabla 3.20 se hallan los índices de costo referido al costo base del equipo y al actual (2009) , los cuales se sustituyen en la ecuación 2.15 junto con el costo histórico calculado para el equipo, mostrado en la tabla 4.8

$$C_{2009} = \frac{I_{2009}}{I_{2004}} \cdot C_{historico}$$

$$C_{2009} = \left(\frac{215,351}{188,9} \right) 32 . 128 , 65 \$$$

$$C_{2009} = 36 . 627 , 51 \$$$

Se repiten los cálculos para cada uno de los equipos, cuyos costos actualizados al año 2009 se muestran en la tabla 4. 8.

CAPITULO IV

DISCUSIÓN DE RESULTADOS

4.1 Análisis de resultados obtenidos

4.1.1 Análisis de los parámetros fisicoquímicos del agua de alimentación a calderas (BFW)

Las variaciones de los parámetros fisicoquímicos del agua de alimentación a calderas se puede observar en la tabla 4.1.

Tabla 4.1 Resultados de los análisis fisicoquímicos realizados al agua de alimentación a caldera (BFW).

Parámetro/ unidades	Agua de alimentación a caldera(fuente actual)								
	1-Jun	3-Jun	5-Jun	8-Jun	10-Jun	12-Jun	15-Jun	17-Jun	19-Jun
pH adimensional	9,20	9,20	9,35	9,5	9,5	9,3	9,5	9,4	9,4
Conductividad (uS/cm)	13,8	16,2	19,5	14,5	14,5	16	14,5	13	13,5
Hierro total ppb	10	10	10	10	10	10	10	10	10
Dureza total ppb	10	10	12	12	12	12	10	10	10
Sílice ppb	20	10	10	30	10	10	40	10	10

Todos los parámetros se mantuvieron dentro de las especificaciones (tabla 3.4) excepto la sílice, mostrando valores muy distantes del valor máximo controlado, cuyos valores se encuentran en rojo en la tabla 4.1.

El valor máximo de control para la sílice, hierro y dureza total en el agua de alimentación a caldera es 19 ppb. En la figura 4.1 se muestran los picos arrojados por la sílice con valores de 20,30 y 40 ppb correspondiente a los días 1, 8 y 15 de junio respectivamente, en cuanto al ph, dureza, conductividad y hierro se mantuvieron en el rango especificado, muy por debajo del límite superior.

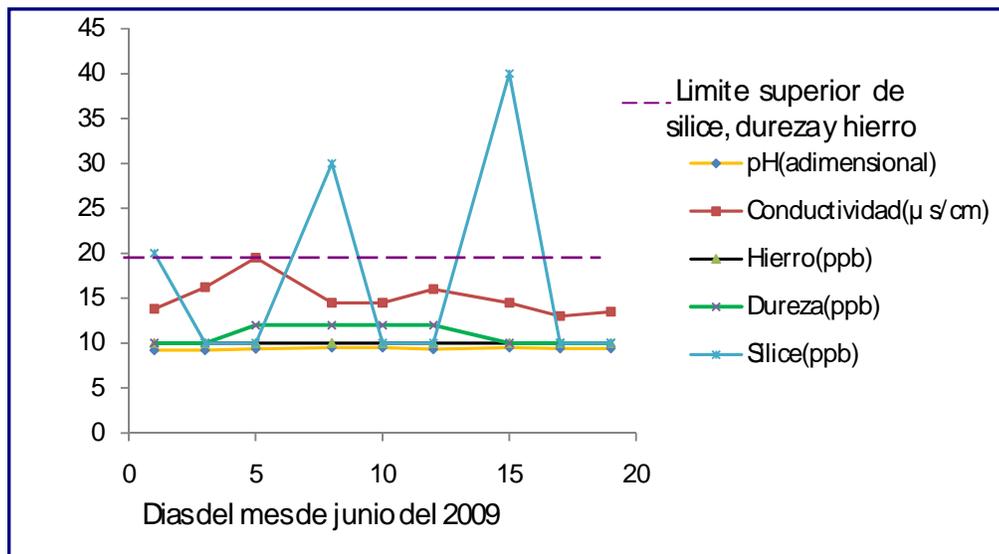


Figura 4.1 Variación de los parámetros fisicoquímicos el el agua de alimentaion a caldera(BFW).

Debido a las altas concentraciones de sílice detectadas en el agua (BFW) se forman incrustaciones mucho más duras y resistente a limpiezas químicas que las incrustaciones debido a durezas, formando depósitos sobre la piel de los tubos que pasan a ser una resistencia a la transferencia de calor del lado hogar (las llamas producto de combustión) hacia el lado interno de los tubos, causando

sobrecalentamiento en la piel de los tubos y con esto falla de tuberías (ruptura de tubos) mostradas en la figura 4.2

En la figura 4.1 observamos que cada siete días que conforman la semana se arrojaba un pico de sílice, a medida que pasa el tiempo las incrustaciones se acumulan una capa sobre otra capa y así sucesivamente formando depósitos muchos más grandes y resistentes en la parte interna de los tubos aumentando la resistencia a la transferencia de calor y obstruyendo la libre circulación del fluido frío por la parte interna de los tubos, acelerando el proceso de sobrecalentamiento de la piel de los tubos y su inmediata ruptura disminuyendo el tiempo de vida útil de los mismos, aumentando con ello las paradas de caldera por cambio de los tubos de los sobrecalentadores.



Figura 4.2 Incrustaciones y rupturas de los tubos de los sobrecalentadores de la caldera.

Las paradas de emergencia de la caldera ocurren por varios motivos mostrados en la figura 4.3, todos están vinculados entre sí. Por lo menos que un tubo se rompa causa muy alta presión en la cámara de combustión.



Figura 4.3 Causas de paradas de emergencia en calderas.

En la figura 4.4 se muestra un reporte, de la gerencia técnica de FertiNitro, de las paradas de caldera desde el 2001 al 2007 observando que en su mayoría las paradas de la caldera se deben a cambio de los sobrecalentadores.

Historial de Equipos

Fecha	Motivo de la parada	Observaciones	Trabajos ejecutados
Noviembre 2001	Parada Programada (certificación)	En general la caldera se encontró en buenas condiciones, solo se detectaron grietas en los nichos de quemadores y varias losas del piso.	Limpieza de los domos, ducto de aire y se calibraron las válvulas de seguridad. Reparación de los nichos de quemadores y reemplazo de las losas agrietadas en el piso.
Agosto 2002	Parada no Programada	Parada por presentar alta presión en la cámara de combustión. Se detectó tubo roto por explosión, en el serpentín del súper calentador y adicionalmente se detectaron siete tubos con grietas.	En el primer serpentín se taponaron los tubos 12, 16, 17 y 19 y el segundo los tubos 14, 15, 16 y 17.
Enero 2003	Parada Programada	En general se encontró en buenas condiciones, incluyendo las reparaciones anteriores del primer supercalentador, con la salvedad que los tubos taponados se calcinaron quedando un espaciamiento entre los tubos restantes.	Se extrajeron todos los tubos calcinados que se encontraban accesibles.
Abril 2003	Parada no Programada	Se detectaron grietas en los tubos 1, 13, 14, 15, 18, 19, 20 y 32, del sobrecalentador, así como mancha de color blanco adyacentes a los puntos de fuga.	Se repararon los tubos agrietados instalándose parches en las zonas afectadas. Se aplicó análisis metalúrgico determinándose que la falla fue originada por depósitos en los tubos.
Enero 2004	Parada no programada	La caldera fue parada por presentar discrepancia en la producción de vapor vs. el consumo de agua desmineralizada y aumento de la presión en el hogar. Los tubos 1, 11, 12, 13, 14, 15, 18, 19, 20 y 32 presentaron fugas.	Fueron cortados y se colocaron tapones de acero inoxidable y fueron soldados con proceso GTAW y varilla R-309.
Mayo 2004	Parada programada (certificación)	Parada programa para certificación y reemplazo de sobrecalentador.	Se reemplazaron el sobrecalentador primario y secundario, se soldaron utilizando proceso GTAW y varilla ER-80S-B2, manteniendo precalentamiento de 200°C y finalmente se realizó tratamiento térmico. Se instalaron 31 termocuplas, repartidas equitativamente entre los dos colectores.
Febrero 2005	Parada no programada	Se detectaron 11 tubos dañados en el sobre calentador, 10 en el primer sobre calentador (del 10 al 19) y 1 en el segundo sobre calentador (51).	Se colocaron tapones (29.5...mm Ø x 40...mm de longitud) SAE 1020 y se soldaron con proceso GTAW y varilla ER-80S-B2.

Figura 4.4 Historial de paradas de calderas.

	GERENCIA TÉCNICA	Unidad: 32
	CONFIABILIDAD DE EQUIPOS ESTÁTICOS Y TUBERÍAS	Equipo: B-601B Fecha de actualización: Dic. 2006

Historial de Equipos

Fecha	Motivo de la parada	Observaciones	Trabajos ejecutados
Septiembre 2005	Parada programada (Certificación)	La caldera fue sacada de servicio para el reemplazo de los serpentines, instalación de mirilla y la certificación de la caldera.	Se reemplazaron los serpentines de los sobre calentadores primario (nuevo) y secundario (recuperados). Se cortaron dos tubos del hogar (lado oeste) para la instalación de una mirilla, al cual se le hicieron cuatro soldaduras.
Octubre 2005	Parada no Programada	El serpentín No.36 presentó fuga	Se instalaron tapones de material SAE 1020 y se soldaron con proceso GTAW y varilla ER-80S-B2.
Octubre 2006	Parada programada (Certificación)	10 tubos del hogar se encontraron con abombamientos y 4 de los sobre calentadores con abombamientos y grietas. También la pared deflectora de la cámara de combustión se encontró desalineada con respecto a la vertical y falta de losas de la sección superior se desmontaron y se alinearon.	Se removió la sección abombada de los tubos del hogar 184, 185, 186, 187, 188, 189, 190, 192, 193 y 195, y se colocaron ventanas de material ASTM A-210, Gr. A1 y se soldaron utilizando proceso GTAW con varilla ER 70 S3. Se taponaron 4 tubos del sobrecalentador (serpentín externo), se utilizaron 8 tapones de acero al carbono SAE 1020 con las siguientes dimensiones: 29.5 mm Ø sección externa, 23 mm Ø sección interna y 32 mm de longitud
Enero-2007	Parada No programada	Caldera presenta altas vibraciones durante operación , se para repentinamente para inspección internamente , se detecta ensuciamiento de sensor de medición de oxígeno y un tubo #35 roto	Se realizo limpieza y chequeo de calibración de sensor de oxígeno y se tapono tubo#35

Figura 4.4 Historial de paradas de calderas (continuación).

Dadas las evidencias sucesivas de tubos rotos por sobrecalentamiento en los sobrecalentadores de la caldera mostradas en la figura 4.3 no se garantiza la confiabilidad del resto de tubos a mediano plazo ya que muy probablemente un grupo de ellos se sometieron a condiciones similares y podrían estar en la fase inicial y/o intermedia del mecanismo de falla antes de la rotura.

La Caldera tuvo reemplazo completo del sobrecalentador (SH2 y SH1) en Mayo de 2004. Adicionalmente posterior a este reemplazo se tuvo un evento donde se detectaron 11 tubos dañados en el SH1. (Febrero 2005)

Para la parada mayor programada de agosto del 2005 se reemplazo el SH1 y siete hileras del SH2, para el resto de hileras del SH2 se utilizaron los mejores tubos recuperados seleccionados por mejor condición provenientes tanto del sobrecalentador SH1 y SH2 ya que solo se contaba con un solo set nuevo para el SH1.

La caldera actualmente esta operando con set nuevo de SH1 desde agosto del 2005 y en el caso del SH2 con un gran porcentaje de hileras de tubos instalado en Mayo 2004. La falla actual se esta manifestando principalmente en Set de tubos del SH2.

Según los registros de fallas de los SH1 y SH2 de las Calderas Auxiliares mostrado en la figura 4.3 se estima que el tiempo promedio entre falla actual de estos tubos es entre 2 y 3 años.

Por otro lado capacidad térmica de diseño de los tubos de los sobrecalentadores de material acero ferrítico es 450°C (tabla 3.4 b), al formarse los depósitos en los tubos y obstruyendo la transferencia de calor se sobrecalientan estos llegando a temperaturas mayores de su capacidad térmica máxima, causando ruptura de la piel

de los tubos. En la figura 4.4 se muestra una prueba termografica realizada a la caldera donde se observan tres puntos calientes en los tubos de los sobrecalentadores, lo cual es indicativo de futura ruptura de la piel de los tubos.



Figura 4.5 Prueba termográfica realizada a la caldera.

4.1.2 Criterios usados para la proposición de las fuentes de atemperación

Se propusieron las posibles fuentes de agua de atemperación tomando como referencia el sistema de vapor y almacenamiento y tratamiento de agua de la planta mostrado en la figura 4.5, considerando los siguientes aspectos:

Agua de salida de los lechos mixtos

Es agua proveniente del tren de tratamiento de agua cruda procedente de Pequiven y condensado de procesos de las unidades de urea y amoniaco, la cual teóricamente debe tener una alta calidad.

Condensado de procesos

Esta relacionado también al vapor de agua utilizado en los diferentes equipos de la planta, los cuales producen vapor de baja y media presión que son condensados para recuperarlos y enviarlos a la unidad de servicios industriales.

Vapor saturado HS

Teóricamente el vapor de agua tiene una calidad muy alta (libre de impurezas), por esta razón se propuso el vapor saturado HS de caldera, se escocogió el vapor saturado y no sobrecalentado HS porque es más factible desde el punto de vista de ahorro de energía condensar un vapor saturado que sobrecalentado.

Condensado de turbinas:

El condensado de turbinas de vapor porque esta asociado al vapor de agua también, estas consumen vapor HS y generan vapor de media presión que es condensado y enviado al tanque de agua desmineralizada (T-702).

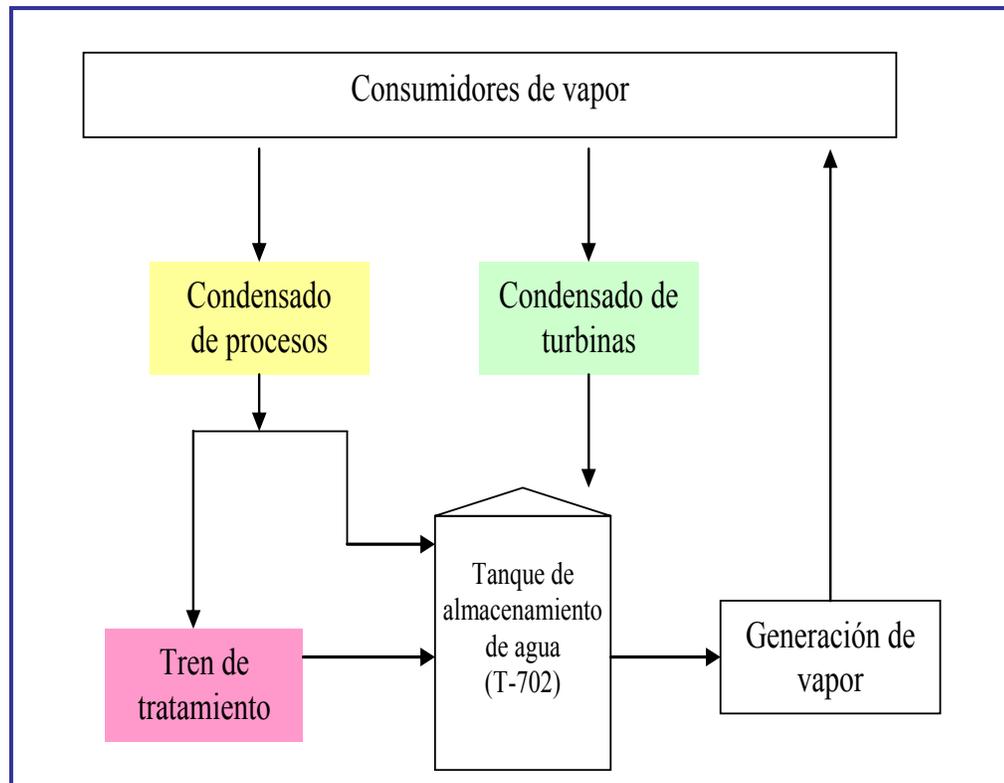


Figura4.6 Esquema de generación de vapor y almacenamiento de agua de servicio industrial.

4.1.2.1 Análisis de los parámetros fisicoquímicos del agua procedente de las fuentes propuestas

Las variaciones de los parámetros fisicoquímicos del agua de las opciones propuestas se puede observar en la tabla 4.2.

Tabla 4.2 a Resultados de análisis fisicoquímico realizado al agua proveniente de la salida de los lechos mixtos y a los condensados de procesos.

Parámetro/ Unidades	Salida de lechos mixtos								
	1-Jun	3-Jun	5-Jun	8-Jun	10-Jun	12-Jun	15-Jun	17-Jun	19-Jun
pH adimensional	5,50	6,70	4,80	5,1	4,2	6,1	3,9	5,2	6,5
Conductividad (uS/cm)	2,8	2,52	1,8	2,2	1,8	2,5	2,5	1,2	1,2
Hierro total ppb	10	12	14	10	10	10	10	12	14
Dureza total ppb	20	40	80	20	20	20	20	20	20
Sílice ppb	50	30	40	10	20	12	20	50	30
Parámetro/ unidades	Condensado de procesos								
	1-Jun	3-Jun	5-Jun	8-Jun	10-Jun	12-Jun	15-Jun	17-Jun	19-Jun
pH adimensional	9,20	9,20	9,35	9,5	9,5	9,3	9,5	9,4	9,4
Conductividad (uS/cm)	13,8	16,2	19,5	14,5	14,5	16	14,5	13	13,5
Hierro total ppb	20	30	20	20	20	30	20	30	20
Dureza total ppb	30	20	20	20	20	40	80	20	20
Sílice ppb	40	30	50	30	40	40	20	40	20

Para la opción del agua de salida de los lechos mixtos se observa de la tabla 4.2 que los parámetros fuera de especificación (valores en rojo) fueron todos excepto la concentración de hierro total. De la figura 4.6 se observa que los valores de pH estuvieron por debajo del límite inferior establecido de 8,5 y en cuanto a la dureza total los valores estuvieron por encima del límite controlado (19ppb), comportamiento constante para ambos parámetros durante todo el periodo de análisis (1, 2, 3, 8,10,12,17 y 19 de junio). En cuanto a la concentración de sílice hubo picos, sobrepaso del límite superior, todos los días excepto el 8 y 12 de junio.

A menor pH mayor es el potencial de corrosión de los tubos de calderas y a mayor concentración de sílice y dureza aumenta la formación de depósitos en los tubos de sobrecalentadores.

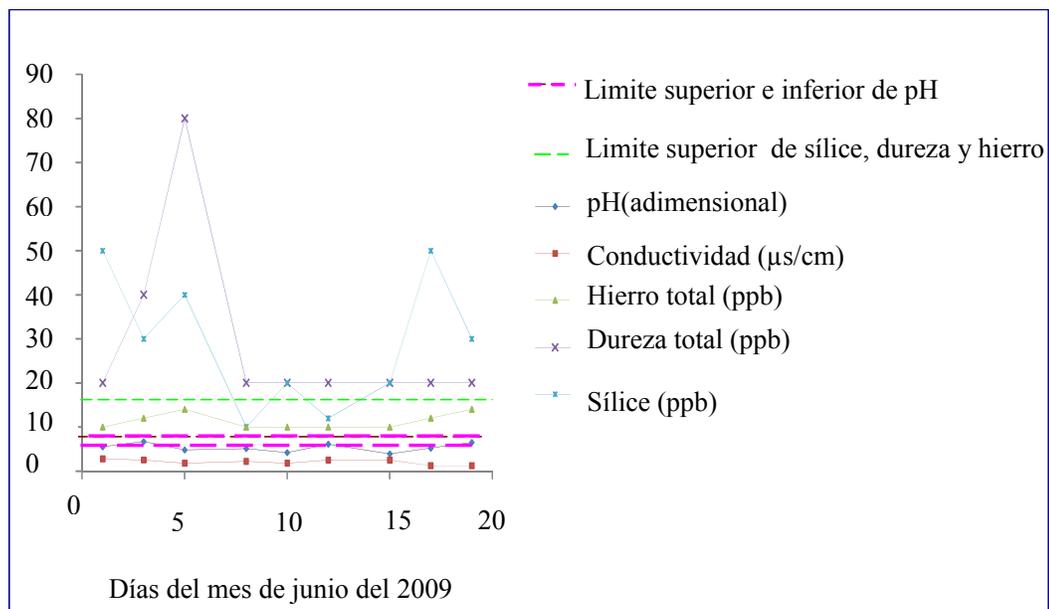


Figura 4.7 Variación de los parámetros del agua de salida de los lechos mixtos.

Para la opción del condensado de procesos de tabla 4.2 a se detalla que los valores fuera de especificación fueron sílice, hierro y dureza total. En la figura 4.7 se observan los picos arrojados por estar los valores por encima del límite determinado para dichos parámetros (19ppb).

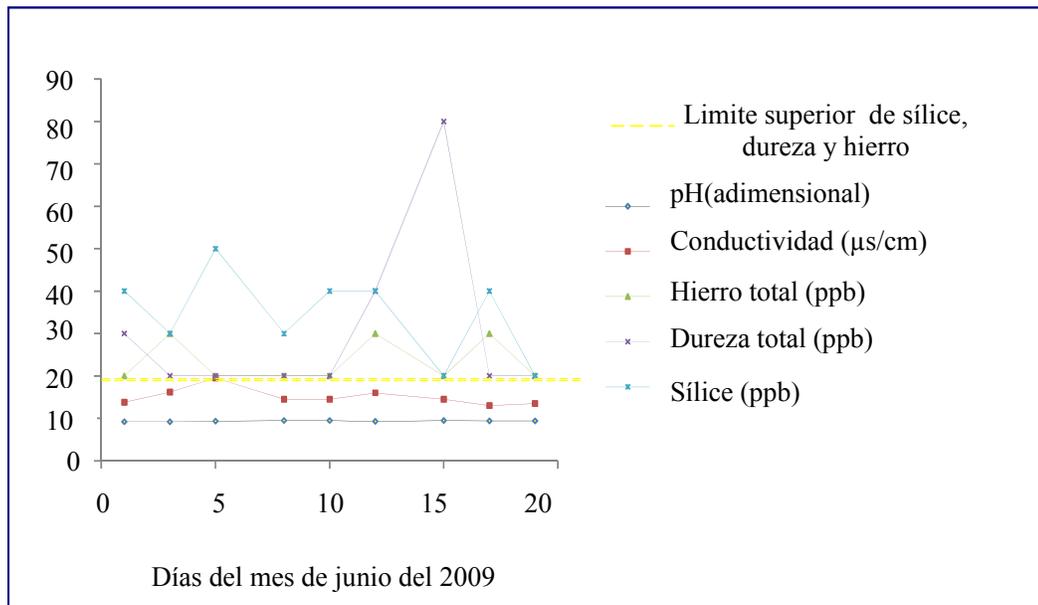


Figura 4.8 Variaciones de los parámetros del condensado de procesos.

Los valores de hierro fuera de especificación en primer lugar causan el problema de corrosión en el sistema y en segundo lugar la formación de depósitos en la superficie de transferencia de calor.

Tabla 4.2 b Resultados de los análisis fisicoquímicos realizados al condensado de turbinas y de vapor saturado HS.

Parámetro/ unidades	Condensado de turbinas								
	1-Jun	3-Jun	5-Jun	8-Jun	10-Jun	12-Jun	15-Jun	17-Jun	19-Jun
pH adimensional	9,20	9,40	9,35	9,1	9,3	9,3	9,1	9,4	9,3
Conductividad (uS/cm)	13,2	12,1	14,3	13,2	13,2	12,5	12,5	13,2	12,5
Hierro total (ppb)	10	10	10	12	10	10	10	10	10
Dureza total ppm	10	10	10	12	10	10	10	10	10
Sílice ppb	10	17	10	12	12	10	10	12	10
Parámetro/ unidades	Vapor saturado de caldera								
	1-Jun	3-Jun	5-Jun	8-Jun	10-Jun	12-Jun	15-Jun	17-Jun	19-Jun
pH adimensional	8,8	9	9,2	8,8	8,8	9	9	9	9
Conductividad (uS/cm)	12	14	15	15	15	15	12	12	12
Hierro total ppb	10	12	10	10	10	10	10	10	10
Dureza total ppb	10	10	10	10	10	10	10	15	10
Sílice ppb	10	15	10	10	10	12	10	10	10

Para la opción tanto de condensado de turbinas como de vapor saturado de caldera se observa en la tabla 4.2b que todos los valores de los parámetros fisicoquímicos se mantuvieron en los límites de control establecidos (tabla 3.3), los límites superior e inferior de control así como la línea de tendencia del

comportamiento de los parámetros en evaluación se observan en las figuras 4.8 y 4.9 para el condensado de turbinas y de vapor saturado HS respectivamente.

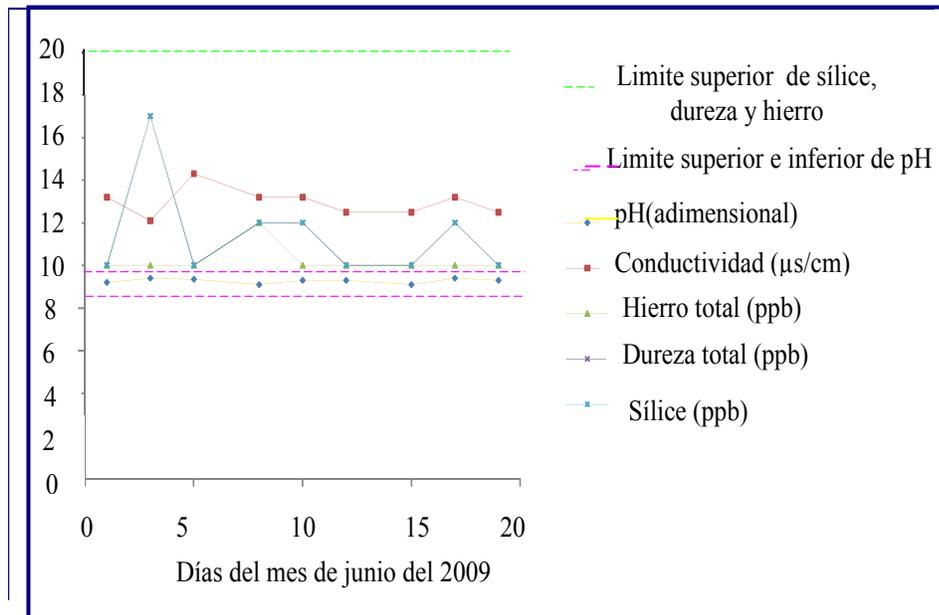


Figura 4.9 Variaciones de los parámetros del condensado de turbinas.

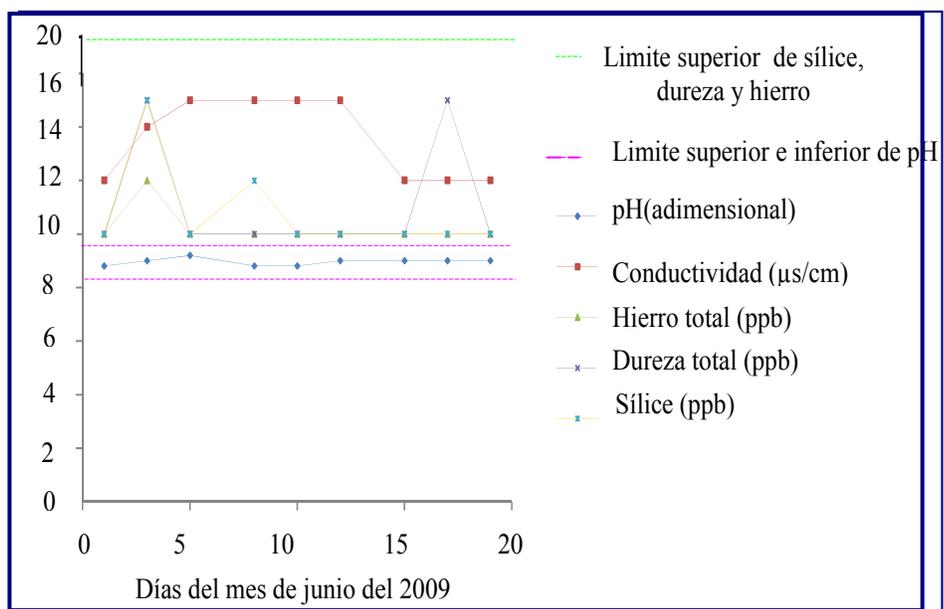


Figura 4.10 Variaciones de los parámetros del vapor saturado HS de caldera

4.1.2.1.1 Preselección de las opciones planteadas

El enfoque de este proyecto no es realizar tratamiento físico y/o químico al agua para poder usarla como en la atemperación en calderas, simplemente es encontrar una fuente de agua con las características fisicoquímicas requeridas según las especificaciones (tabla 3.3) y adecuarla a las condiciones de presión y temperatura necesarios para regular las condiciones de salida del vapor de alta presión (HS) de caldera.

Por esta razón, a los resultados de los análisis realizados del agua proveniente de las opciones propuestas, mostrados en la tabla 4.2 a y b 4.2, se les calculó el porcentaje de desviación, cuyos resultados se muestran en la tabla 4.3.

Tabla 4.3 Resultados obtenidos de los porcentajes de parámetros fuera de especificación.

Fuentes de agua	Porcentaje de desviación de parámetros fuera de especificación (%)				
	pH (Adimensional)	Conductividad ($\mu\text{s}/\text{cm}$)	Hierro total (ppb)	Dureza total (ppb)	Silice (ppb)
Lechos mixtos	100	0	0	100	77,78
Condensado de turbina	0	0	0	0	0
Vapor saturado HS de caldera	0	0	0	0	0
Condensado de procesos	0	0	100	100	100
Agua de alimentación a caldera (BFW)	0	0	0	0	33,33

Las opciones correspondientes al agua de salida de los lechos mixtos y condensado de procesos presentaron altos porcentajes de parámetros fuera de especificación al contrario de las opciones correspondientes al condensado de vapor saturado y de turbinas cuyos valores de parámetros fisicoquímicos se mantuvieron en el límite de control durante los días de evaluación del mes de junio, cuyas tendencias se muestran en la figura 4.10

En la figura 4.10 se observa los porcentajes de desviación de los parámetros fisicoquímicos con respecto a sus límites de control establecidos tanto para cada una de las propuestas como también para la fuente actual de atemperación (BFW). La opción que presentó mayor porcentaje de desviación en sílice, dureza y hierro fueron los condensados de procesos con un 100 % de desviación, el agua de salida de lechos mixtos fue la única opción que presentó 100% de desviación del límite de control de pH y el agua de alimentación de calderas (fuente actual de atemperación) presentó sólo porcentaje de desviación del sílice en un 33,33 %.

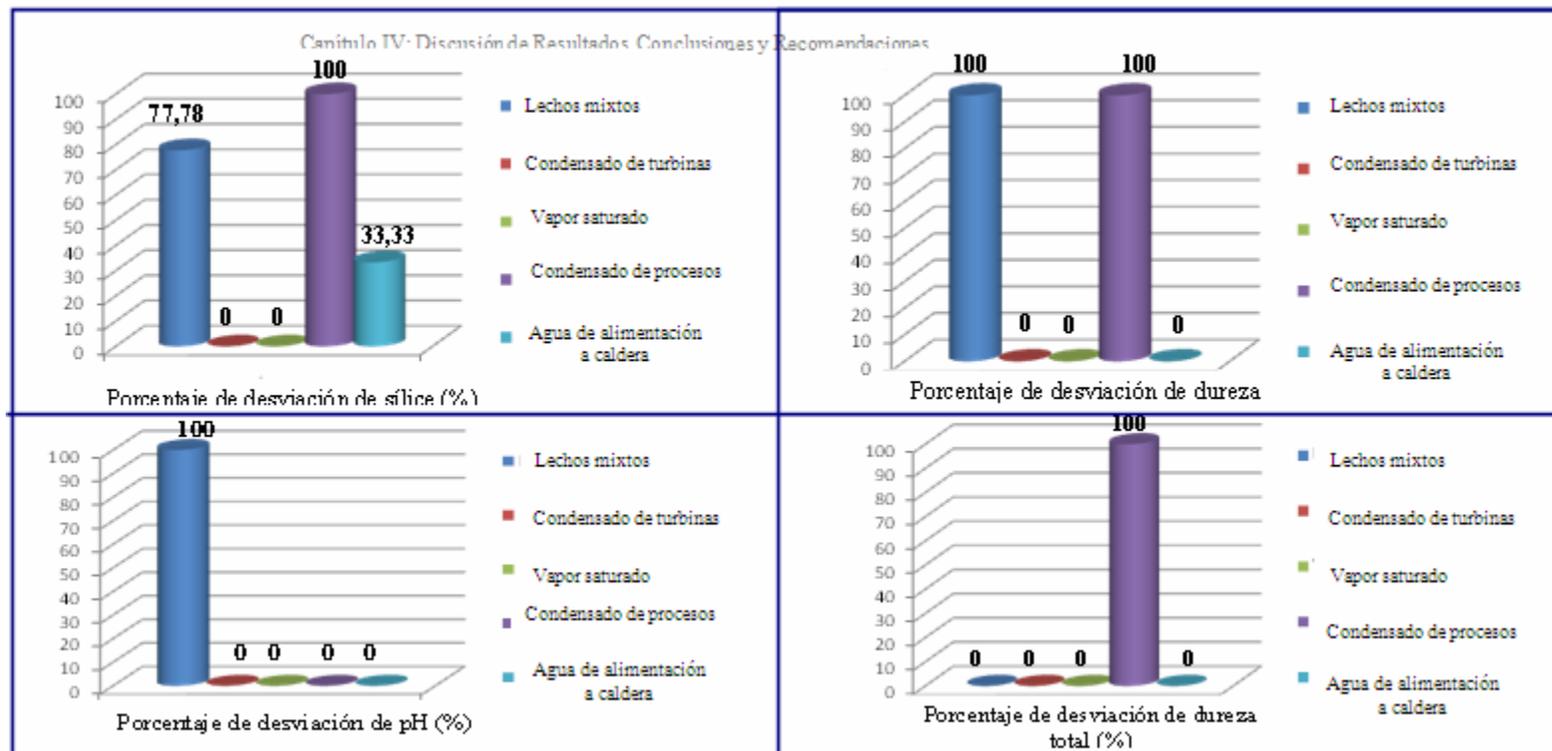


Figura 4.11 porcentajes de desviación de los parámetros fisicoquímicos con respecto a sus límites de control

Por presentar nula desviación de porcentaje de parámetros fuera de especificación tanto el condensado de turbinas como vapor saturado de caldera fueron las opciones preseleccionadas.

4.1.3 Análisis de los parámetros de diseño de los equipos seleccionados y diseñados para la adecuación de las condiciones del condensado de turbinas y vapor saturado a las requeridas para la atemperación en calderas

Los resultados obtenidos con respecto a los requerimientos de las condiciones del agua tanto del condensado de turbinas como de vapor saturado de calderas para usarlo como flujo de atemperación del vapor de caldera se muestran en la tabla 4.4

Tabla 4.4 Condiciones del flujo de atemperación.

Opciones para atemperar	Condiciones		
	Temperatura (°C)	Flujo (t/h)	Presión (kg/cm ²)
Condensado de turbinas	60	5,14	66
Condensado de vapor saturado HS	240	8	66

4.1.3.1 Equipos diseñados y seleccionados

4.1.3.1.1 Sistema tanque-bomba para condensado de turbinas

Tanque atmosférico

Para el condensado de turbinas se diseñó un sistema tanque bomba. Los resultados de diseño del tanque se muestran en la tabla 4.5 y las características de la bomba centrífuga seleccionada se muestra en la tabla 4.6

Tabla 4.5 Parámetros de diseño del tanque atmosférico.

Volumen efectivo(Ve) (m ³)	Altura efectiva (He) (m)	Altura total (m)	Diámetro del tanque (m)	Volumen nominal (m ³)
20,40	2,95	3,6	3	24,87

Bomba centrífuga seleccionada

Para el almacenamiento de condensado de turbinas se diseñó el tanque atmosférico con una alimentación continua de 20 t/h para distribuir agua de atemperación a las dos calderas y así asegurar mayor flexibilidad y confiabilidad del sistema, tomando en cuenta las posibles paradas no programadas de planta. Para atemperar con condensado de turbinas se requiere un flujo aproximado de 5 t/h.

Tabla 4.6 Requerimientos del sistema de bomba del condensado de turbina arrojado por la hoja de cálculo en Excel (anexo G).

Presión de succión (kg/cm²)	Presión de descarga (kg/cm²)	NPSH (m)	Cabezal (m)	Potencia (kw)	Flujo volumétrico (GPM)
1,33	66,49	11,04	676,28	36,84	89,55

4.1.3.1.2 Sistema condensador-bomba para el vapor saturado HS de caldera Se obtuvo un condensador de calor tubo y coraza con las siguientes características (anexos E):

- Intercambiador horizontal.
- Un paso por la carcasa y un paso por los tubos.
- Área efectiva: 5,8 m².
- Longitud de los tubos: 1,5 m.
- Acero al carbono.
- Arreglo triangular.
- Diámetro externo de la carcasa: 0,273m.
- Flujo de vapor saturado: 8 t/h.
- Fluido frío: 62,846 t/h.

Para evitar corrosión e incrustaciones alrededor de la carcasa, además de altas caídas de presión se escogió que el paso por la carcasa sea el vapor LS y por los tubos el agua de enfriamiento; ya que para el diseño es recomendable colocar la corriente de mayor presión en los tubos y así necesitar menos componentes de alta presión, lo cual se traduce en una reducción de costos. Las caídas de presión calculadas en el

intercambiador para los tubos y la carcasa son de 5,999 y 0,545 psi respectivamente, por ser estos menores a 10 psi para ambos casos y por tratarse de un vapor de alta presión el intercambiador de calor no presenta problemas de diseño (anexo D).

Colocar el fluido con menor rata de flujo en la carcasa, usualmente resulta un diseño más económico. La razón de ello radica en el hecho que en la carcasa el fluido experimenta una mayor turbulencia a menor velocidad que en el tubo, por ende los vapores condensables son normalmente colocados en la carcasa. En el caso de la corrosión y el ensuciamiento que genere el proceso de intercambio de calor es más sencillo controlarlo en los tubos, ya que colocar el fluido más corrosivo en los tubos resulta más económico, pues los costos por requerimientos de aleaciones y revestimientos son menores. La localización en los tubos del fluido con mayor tendencia a la formación de depósitos se traduce en una reducción del ensuciamiento del área de transferencia ya que este arreglo triangular permite un mejor control de la velocidad. A mayor velocidad menor ensuciamiento.

Los tubos rectos se pueden limpiar mecánicamente sin remover el haz de tubos y la limpieza química normalmente es mejor en el lado de los tubos.

El flujo de 8 t/h fijado como dato para el diseño del condensador abastece agua de atemperación para una sola caldera. Para ambas calderas se necesita un condensador particular que le suministre agua de atemperación. En total son dos condensadores de idéntico diseño necesarios por ser las dos calderas gemelas según diseño.

Selección de la bomba

Los parámetros de diseño de la bomba seleccionada para bombear las 8t/h de condensado de vapor saturada necesarias para la atemperación del vapor HS de caldera se muestran en la tabla 4.7

Tabla 4.7 Requerimientos del sistema de bomba del condensado de vapor saturado HS arrojado por la hoja de cálculo en Excel (anexo G).

Presión de succión (kg/cm²)	Presión de descarga (kg/cm²)	NPSH (m)	Cabezal (m)	Potencia (kw)	Flujo volumétrico (GPM)
48,30	46,1	489,18	222,93	4,86	54,21

4.1.4 Análisis de estudio de factibilidad técnica y económica de las opciones de condensado de turbina y vapor saturado de caldera

La selección de la opción con mayor factibilidad económica y técnica se realizó en base a los siguientes aspectos:

- Flexibilidad, confiabilidad y holgura del sistema propuesto en cuanto a la capacidad de abastecimiento de agua de atemperación.
- La inversión inicial de costos de equipos principales y la generación mínima de ganancias.
- Espacio físico requerido para la instalación de los equipos principales.

- Tiempo en el cual se para la producción en la planta a causa de una parada no planificada, ocasionada por un problema reincidente, cuya solución sea el proyecto en estudio.

4.1.4.1 Inversión de capital

4.1.4.1.1 Costos de equipos principales

Los resultados de los costos históricos calculados por las correlaciones descritas en la sección II y actuales (2009) de los equipos principales para cada sistema se muestran en la tabla 4.8.

Los costos actualizados de las cotizaciones (2007) del tanque y el condensador mostrados en el anexo I y H respectivamente, junto con los precios actualizados obtenidos por correlaciones (tabla 4.8) se muestran en la tabla 4.9.

Tabla 4.8 Costo histórico y actual de los equipos principales.

Opción	Equipo principal	Costo(\$)	
		Histórico	Actual
	Tanque atmosférico de 25m ³	20.000	23.941,19
Condensado de turbinas	Bomba centrífuga de 36,84kw	13.901,87	15.848,50
	Condensador de 5,8m ²	25.702,92	29.302,01
Vapor saturado HS	Bomba centrífuga de 4,86 kw	7.240,55	8.254,42

Tabla 4.9 Resultados de costos actualizados obtenido por cotizaciones y correlaciones.

Opción	Equipos principales	Costos actualizados (\$)	
		Correlaciones	Cotización
Condensado de turbinas	Tanque atmosférico 25m ³	35.911,78	32.613,20
	Bomba centrífuga 36,84kw	15.848,50	-
Vapor saturado HS	Condensador 5,8m ²	36.627,51	30.200
	Bomba centrífuga 16,52kw	8.254,42	-

La cotización del condensador se realizó en base al área de transferencia de calor, material y tipo de condensador y caída de presión por los tubos; en cuanto a la cotización del tanque fue en base a la capacidad volumétrica y material del mismo y como la cotización de la bomba centrífuga se basaban en el tipo de sellos, el diámetro de la tubería de descarga y material de la bomba, características iguales para ambas bombas no se obtuvo cotización de las mismas. Con detalle se observan estas cotizaciones y sus fundamentos

Con la ecuación 3.3 se calculó el porcentaje de desviación de los costos de las correlaciones con respecto a las cotizaciones resultando que para:

- ✚ Costo del tanque atmosférico: % Desv. = 21,28
- ✚ Costo del condensador: % Desv. = 16,58

La desviación de los costos obtenidos de correlaciones con respecto a las cotizaciones no resultó significativa y se ajustan a un análisis de costos preliminar.

Un método más exacto y confiable para estimar el costo de un equipo consiste en obtener una cotización de un proveedor con los precios actuales pero para estimaciones preliminares y es el tipo de evaluación económica desarrollada en el proyecto, es el uso de graficas se ajusta.

Por ello se realizó la comparación de los costos de las cotizaciones con los arrojados por las correlaciones a manera de validar o respaldar los resultados obtenidos por los gráficos utilizados.

4.1.4.1.2 Inversión total en equipos principales para el abastecimiento de las dos calderas auxiliares

Para el condensado de turbinas basta con un solo tanque de almacenamiento y una bomba porque ambos tienen capacidad para manejar 20t/h flujo suficiente para abastecer a las dos calderas, para atemperar con condensado de turbinas se necesita 5 t/h para cada caldera (tabla 4.4)

Para el condensado de vapor saturado se dispondrá de 1 condensador por caldera para tener tanto la capacidad de producción (generación de vapor) y demanda (agua alimentada a la caldera) igual para ambas calderas y así se mantiene la distribución de cargas iguales para las calderas como está especificado según el diseño de las mismas. En cuanto a la bomba bastará con una porque tiene capacidad de manejar 20 t/h.

Tomando en cuenta el número de equipos totales por cada sistema para el abastecimiento de agua de atemperación de las dos calderas auxiliares, de idéntico

diseño de la unidad de servicios industriales, la inversión total en costo de equipos principales para cada sistema se muestra en la tabla 4.10

Tabla 4.10 Inversión total en equipos principales.

Inversión total en equipos principales (\$)	
Sistema tanque- Bomba	Sistema Condensador- Bomba
51.760,28	66.858,44

4.1.4.2 Espacio físico requerido

Aunque para el sistema de condensador-bomba se requiere dos condensadores con largo de tubos de 2 metros y diámetro de la coraza de 0,270 metros cada uno y una bomba de 16,52 kw para el sistema tanque-bomba se requiere una bomba de 36,84 kw que corresponde aproximadamente al doble de la potencia de la bomba de 16,52 kw por la cual ocupa mayor espacio (motor más grande) además de un tanque de 3 metros de diámetro.

El espacio físico disponible en el área de servicios mostrado en la figura 3.5 satisface los requerimientos de espacio físico de ambos sistemas.

4.1.4.3 Ganancia de la inversión

Las paradas no programadas de la caldera (figura 4.3) consecuencia de los problemas de fallas de los tubos de los sobrecalentadores ocasiona pérdidas a la

empresa en cuanto a la producción porque al estar fuera de servicio las calderas no generan el vapor de alta presión demandado por sus usuarios teniendo como consecuencia las paradas de las unidades de urea y amoniaco perdiéndose la producción general de la planta lo que se reduce en pérdida de dinero.

En la figura 4.11 se muestra un reporte de la gerencia técnica de FertiNitro de las pérdidas de producción por paradas de planta.

Al resolver el problema de la naturaleza del agua usada para atemperar, se disminuirá las pérdidas de dinero debido a pérdidas de producción por paradas de la caldera, lo que se reduce en ganancias para la empresa.

Mes / 2009	Producción No Realizada (TM)	Precio (USD/TM)	Ingresos No Percibidos (USD)
Enero	4,505	217	977,585
Febrero	6,753	245	1,654,485
Marzo	12,429	264	3,281,256
Abril	42,708	224	9,566,592
Mayo	10,487	218	2,286,166
Junio	18,873	181	3,416,013
Julio	37,362	214	8,000,699
TOTAL	99,249		20,665,114

Figura 4.11 Pérdidas de producción enero-julio del 2009.

4.1.4.4 Selección de la opción con mayor factibilidad técnica y económica

Se establecieron varios criterios de parámetros deseables para el sistema de atemperación como inversión inicial espacio físico requerido, capacidad de abastecimiento y ganancia del proyecto desde el punto de vista del estudio preliminar de los sistemas evaluados. En la tabla 4.11 se muestra la matriz de selección de la opción más viable desde el punto de vista técnico y económico de manera preliminar.

Tabla 4.11 Matriz de selección de la opción de atemperación en caldera.

Criterios deseables	100%	Condensado de turbinas	Vapor saturado HS
Costo total de equipos principales	60	4	3
Requerimientos de servicios industriales	20	3	1
Capacidad de abastecimiento	10	1	1
Espacio físico requerido	10	1	1
Puntuación definitiva		3,2	2,2

En cuanto al criterio establecido de requerimiento de servicios industriales de la tabla 4.11 se refiere a los requerimientos agua desmineralizada necesarios para la condensación del vapor saturado HS de caldera lo cual para el condensado de turbinas no se le requirió por lo que no fue necesario someter al condensado de turbinas a ningún calentamiento o enfriamiento. Para condensar el vapor saturado HS hasta la temperatura de 240 °C se necesito 78,6 t/h de agua desmineralizada (3.14), obtenida

del cabezal de agua desmineralizada, no se utilizo agua de enfriamiento porque en la planta hay déficit de agua de enfriamiento.

El agua succionada del cabezal de agua desmineralizada a 55 °C (tabla 3.7) , usada como fluido frío en el condensador diseñado, la cual después de la transferencia de calor ocurrida en el condensador salio del mismo a 110 °C cuyo destino final fue a la entrada del desaereador, el cual se alimenta con agua a 110 °C.

De acuerdo al estudio de factibilidad técnica y económica la mejor opción es la de condensado de turbinas.

CAPITULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

1. El agua de alimentación a calderas, fuente actual de atemperación, presenta un porcentaje de sílice fuera de especificación de 33,33 %.
2. Las opciones preseleccionadas fueron el condensado de turbinas y vapor saturado HS que presentaron cero (0) porcentaje de desviación de parámetros fuera de especificación.
3. Para el condensado de turbinas se requirió un tanque de 25m³ y una bomba centrífuga de 36,84kw y para el vapor saturado se requirió 2 condensadores tubo y coraza de 7,8m² y un bomba de 4,86kw.
4. Se requirió un capital de inversión en equipos principales de 51.760,28 \$ para el condensado de turbinas y de 66.858,44 \$ para el vapor saturado HS de caldera.
5. La opción seleccionada fue el condensado de turbinas, con mayor factibilidad técnica y económica.

5.2. Recomendaciones

1. Hacer una evaluación económica con mayor detalle para mayor precisión.
2. Tener una bomba de respaldo para mayor confiabilidad y flexibilidad del sistema.
3. Realizar limpieza química a los tubos de los sobrecalentadores con mayor frecuencia.

4. Colocar termocuplas en el hogar de la caldera para mayor control de la temperatura de piel tubos de los sobrecalentados.
5. Colocar una lógica de control en el tanque de almacenamiento de condensado de turbinas (25m³) para cuando exceda el nivel superior del mismo se mande el exceso de condensado al tanque de almacenamiento de agua desmineralizada (T-702) contribuyendo a mantener el nivel de T-702.
6. No alinear el condensador de procesos al tanque de almacenamiento de agua desmineralizada (T-702)) para mantener el nivel del mismo.

BIBLIOGRAFÍA

1. Moreno, L., **“Evaluación de la red de vapor de baja presión de una planta productora de amoniaco”**. Tesis de grado. Departamento de Ingeniería Química, UDO – Anzoátegui, Puerto La Cruz (2009)
2. Chaparro, C., **“Desarrollo de despliegues de enclavamientos de seguridad en calderas generadoras de vapor”**. Facultad de Ingeniería Química, Simón Bolívar, Caracas (2009)
3. Hernández, I., **“Evaluación de hornos y calderas en una planta de producción de Metil-Terbutil-Eter”**. Tesis de grado. Departamento de Ingeniería Química, UDO – Anzoátegui, Puerto La Cruz (2007)
4. Casanova, L., **“Evaluación del sistema de vapor y recuperación de condensados”**. Tesis de grado. Facultad de Ingeniería Química, Simón Bolívar, Caracas (2002)
5. Lawrence, A., **“Manual de calderas. Principios operativos de mantenimiento, construcción, instalación, reparación, seguridad, requerimiento y normativas”**, Volumen I y II, Editorial Mc Graw Hill, Madrid (2000)
6. **“Manual de operación”**. Planta de servicios industriales unidades 31 y 32. FertiNitro C.E.C. Venezuela. (2000)
7. **“Manual analítico”**. Planta de servicios industriales unidades 31 y 32. FertiNitro C.E.C. Venezuela. (2000)
8. Peters, M. y Timmerhaus, K. **“Diseño de plantas y economía para ingenieros químicos”**, Editorial Mc. Graw-Hill. Primera edición en español. España (1993).
9. S.Walas. **“Chemical Process Equipment, Selection and Design.”** (1998)
10. **“Digital Engineering”**, editorial McGraw-Hill. Estados Unidos (2004)

11. **'Digital Engineering'**, editorial McGraw-Hill. Estados Unidos (2009)
12. Barderas , A, **"Problema de flujos de fluidos"** , Editorial Limusa. Mexico (1998).
13. **"Diagrama de Proceso e instrumentación (P & I D's)"** Gerencia Técnica, FertiNitro., Venezuela (2004).
14. León, **"Identificación de limitaciones de proceso ante Incrementos de cargas y evaluación preliminar de alternativas para su eliminación en la planta de Metanol"**, Trabajo de grado. Tesis de grado. Facultad de Ingeniería Química, Simón Bolívar, Caracas (2000).
15. Kern, D. **"Procesos de transferencia de calor"**. Segunda Edición. Editorial CECSA. México DF. (1999)
16. Bloch, H. **"Guía práctica para la tecnología de las turbinas de vapor"**. Primera Edición. Editorial McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A de C.V. México DF. (1998).
17. Crane, **"Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías"**. Primera Edición. Editorial McGraw-Hill/Interamericana Editores, S.A de C.V. México DF. (1992).
18. Greene R., **"Compresores"**, Editorial Mc Graw Hill, México (1992).
19. Perry, J., **"Manual del Ingeniero Químico"**, Tomo, sexta Edición, Mc-Grau-Hill, México (1992).
20. Felder, R. **"Principios elementales de los procesos químicos"**. Segunda Edición. Editorial ALHAMBRA. México DF. (1991).
21. Kemmer, F. y Mc Callion, J., **"Manual del Agua. Su Naturaleza, tratamiento y aplicaciones"**, Tomo III, Editorial Mc Graw Hill, México (1989).

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO

TÍTULO	“Evaluación de las posibles fuentes de agua de atemperación requerida por las calderas acuotubulares de alta presión de una planta productora de fertilizantes”
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CVLAC / E MAIL
Gómez chirinos, Dariana Coromoto	CVLAC: 18.416.833 EMAIL: dcgc96@hotmail.com

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

Evaluación

Atemperación

Calderas

Alta presión

Fertilizantes

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUB ÁREA
Ingeniería y Ciencias Aplicadas	Ingeniería Química

RESUMEN (ABSTRACT):

El presente trabajo abarcó la evaluación de las posibles fuentes de atemperación de agua para las calderas acuotubulares de alta presión de la planta productora de fertilizantes, ubicado en el complejo José Antonio Anzoátegui, estado Anzoátegui, se realizaron análisis de los parámetros fisicoquímicos tanto al agua de alimentación de calderas, fuente actual de atemperación, como a las fuentes propuestas de agua de salida de lechos mixtos, condensado de procesos, condensado de turbinas y de vapor saturado HS mediante los resultados obtenidos se preseleccionaron el condensado de turbinas y vapor saturado de caldera porque presentaron menor porcentaje de desviación de parámetros fisicoquímicos fuera de especificación, a través de la simulación del proceso de atemperación del vapor de alta presión de caldera en tres escenarios distintos: operación actual, con condensado de turbinas y con condensado de vapor saturado de alta presión (HS), empleando el simulador de procesos Hysys, con el fin de determinar los flujos requeridos para la atemperación del vapor, luego se diseñó el condensador empleando el simulador de procesos Aspen plus y seleccionaron las bombas adecuando las condiciones de temperatura y presión del condensado de vapor saturado HS y de turbinas a las requeridas para la atemperación a cuyos equipos diseñados y/o seleccionados con el implemento de correlaciones y cotizaciones se determinó la inversión inicial en costos principales de equipos resultando de 51.760,28 \$ y 66.858,44 \$ para el condensado de turbinas y vapor saturado respectivamente.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E-MAIL				
	ROL	CA	AS (X)	TU	JU
Raven, Hernán	CVLAC:	V- 4.136.007			
	e-mail:	Hraven1@yahoo.com			
	ROL	CA	AS (X)	TU	JU
Mora, Jesús	CVLAC:				
	e-mail:				
	ROL	CA	AS (X)	TU	JU
Álvarez, Lucas	CVLAC:	CA	AS	TU	JU(X)
	e-mail:	Lalvarezm57@gmail.com			
	CVLAC:	V-4.077.552			
Moreno, Luís	e-mail:	luismorenog@cantv.net			
	CVLAC:	V- 8.987.972			
	ROL	CA	AS	TU	JU(X)

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	01	13
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
Tesis.Evaluación_aguadeatemperación_calderas.doc	Aplicación/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K L M N O P Q R S T U V W X Y Z . a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z . 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 .

ALCANCE

ESPACIAL: FertiNitro (OPCIONAL)

TEMPORAL: 6 meses (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Ingeniero Químico

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

Pregrado

ÁREA DE ESTUDIO:

Departamento de Ingeniería Química

INSTITUCIÓN:

Universidad de Oriente Núcleo de Anzoátegui

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del Reglamento de Trabajo de Grado:

“Los Trabajos de Grado son exclusiva propiedad de la Universidad y solo podrán ser utilizados a otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien lo participará al Consejo Universitario”

Gómez Chirinos, Dariana Coromoto

AUTOR

Ing. Hernán Raven

TUTOR

Ing. Lucas Álvarez

JURADO

Ing. Luís Moreno

JURADO

Ing. Jesús Mora

TUTOR

Prof. Yraima Salas

POR LA SUBCOMISION DE TESIS