

16
2 ejemplar



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGON**

**CENTRALES DE VAPOR, SISTEMAS Y
CRITERIOS GENERALES DE DISEÑO.**

FALLA DE ORIGEN

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N

ALFREDO MONTAÑO SERRANO
JORGE TORRES GARCIA

SAN JUAN DE ARAGON, EDO. DE MEX. 1989



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE GENERAL

CAP.	CONTENIDO	PAG.
	Introducción	5
I.	Antecedentes	7
	I.1 Ciclos de potencia de vapor:	8
	I.1.1 Ciclo Rankine Ideal	8
	I.1.2 Ciclo de Recalentamiento	9
	I.1.3 Ciclo Regenerativo	9
	I.1.4 Ciclo de Recalentamiento-Regeneración	10
	I.2 Desviación de los Ciclos Reales respecto a los Ciclos Ideales	11
II.	Principios de funcionamiento de una central termoelectrica convencional	16
	II.1 Producción de energía mecánica	17
	II.2 Refrigeración	17
	II.3 Producción de energía eléctrica	18
III.	Selección del sitio	20
	III.1 Plano general de una central eléctrica	21
	III.2 Selección del tamaño de unidades	22
IV.	Fuentes de agua	24
	IV.1 Sistemas abiertos	24
	IV.2 Sistemas cerrados	25
	IV.2.1 Estanques de enfriamiento	25
	IV.2.2 Torres de enfriamiento	26

V.	Sistemas (descripción de los principales sistemas de una planta, así como del equipo en general de cada uno de estos sistemas)	27
V.1	Sistema Vapor Principal de la Turbina	27
V.2	Sistema Vapor Sobrecalentado y Recalentado	61
V.3	Sistema Vapor Auxiliar	69
V.4	Sistema Vapor Condensado	74
V.5	Sistema Agua de alimentación	92
V.6	Sistema Agua del generador de vapor	102
V.7	Sistema Agua de circulación	115
V.8	Sistema Agua de enfriamiento de auxiliares	129
V.9	Sistema Agua de servicios	133
V.10	Sistema Agua contra incendios	138
V.11	Sistema Aceite lubricante de la turbina	141
V.12	Sistema Aceite combustible	149
V.13	Sistema Aire comprimido y de servicios	163
VI.	Criterios básicos de diseño de una planta termoeléctrica convencional	170
VI.1	Normas y Códigos	171
VI.2	Criterios generales o base de diseño de sistemas y equipos	173
VI.3	Requerimientos generales para equipos	176

VI.4	Criterios de sistemas principales y auxiliares de:	178
VI.4.1	Turbina principal	178
VI.4.2	Vapor sobrecalentado y recalentado	179
VI.4.3	Vapor auxiliar	180
VI.4.4	Condensado	181
VI.4.5	Agua de alimentación	183
VI.4.6	Generador de vapor	185
VI.4.7	Agua de circulación	186
VI.4.8	Agua de enfriamiento de auxiliares	191
VI.4.9	Agua de servicios	192
VI.4.10	Protección contra incendios	192
VI.4.11	Aceite lubricante de la turbina	194
VI.4.12	Aceite combustible	195
VI.4.13	Aire comprimido y de servicios	196
VII	Conclusiones	199
VII.1	Elección del ciclo	200
VII.2	Balance térmico del ciclo (diagrama)	208
VII.2.1	Balance térmico del ciclo (datos)	208
VII.2.2	Balance térmico del ciclo (cálculos)	211
VII.3	Cálculo de los equipos de:	217
VII.3.1	Generador de vapor	217
VII.3.2	Condensador	219
VII.3.3	Bombas de condensado	221
VII.3.4	Bombas de alimentación	223
VII.3.5	Sistema de combustible	225
	Bibliografía	229

INTRODUCCION

México es un país en el que se busca mejorar las condiciones económicas y sociales de sus habitantes, crear nuevas fuentes de trabajo y mantener vigentes las que ya existen. El desarrollo industrial va en incremento con el avance de su tecnología, como una respuesta a la constante y creciente demanda de necesidades de los diversos sectores públicos o privados. Toda la industria, en cualquiera de sus áreas (de extracción, de transformación, de producción y de servicios), requiere de un continuo y eficiente servicio eléctrico.

Para obtener esa energía eléctrica tan necesaria se deben tener presentes los siguientes factores:

- a) Los recursos naturales que hay en nuestro país
- b) La ubicación de esos recursos y la posibilidad de explotarlos convenientemente
- c) El avance tecnológico alcanzado
- d) El presupuesto destinado a la obtención de la energía eléctrica.

Una de las alternativas para satisfacer la demanda de energía eléctrica, tomando en cuenta los factores antes mencionados, es la puesta en marcha de plantas termoeléctricas, donde la producción ininterumpida de energía debe ser asegurada desde el diseño y montaje de la maquinaria y de las líneas de comunicación, en el proyecto de la planta en general y asimismo debe tratar de mantenerse un buen nivel de explotación con un mantenimiento adecuado en todos y cada uno de los equipos que integran a los sistemas.

Este trabajo está enfocado hacia las plantas termoeléctricas convencionales donde el tipo de las turbinas principales para el accionamiento de los generadores eléctricos son turbinas de vapor. En estas plantas termoeléctricas con turbinas de vapor se puede usar toda clase de combustible orgánico (carbón, gas o combustóleo), además las turbinas de vapor se fabrican de grandes potencias para que estén en correspondencia con las potencias de las centrales eléctricas.

Casi en todas las regiones de nuestro país existe combustible orgánico, y es posible transportar ese combustible desde el lugar de su extracción hasta la planta, de manera sencilla y a bajo costo, la cual debe estar ubicada cerca de los consumidores de energía.

Las características del desarrollo energético de nuestro

país determinan la necesidad y la conveniencia de diseñar y de construir a mediano y largo plazo un gran número de plantas termoeléctricas de diferentes clases, además de que el progreso técnico en las plantas termoeléctricas asegura la construcción de plantas de gran potencia con un mínimo costo de inversión y un programa que proporciona una seguridad casi absoluta.

Pero debido al constante incremento en el consumo de energía eléctrica, se han generado nuevas exigencias en el área de diseño de las plantas termoeléctricas. El diseño incluye la selección, optimización y coordinación de ajuste entre todos los materiales, equipos, estructuras y sistemas para proporcionar la capacidad de diseño de la planta. Estos criterios también comprenden la descripción funcional de los equipos, estructuras y sistemas, así como los límites de los parámetros básicos del diseño.

Otros puntos importantes incluidos en este trabajo, son los principios de funcionamiento de una central termoeléctrica convencional y la mención de los principales ciclos en que se fundamenta, así como la descripción de los principales sistemas de dichas centrales.

C A P I T U L O I

ANTECEDENTES

Las turbinas accionadas por vapor para impulsar generadores eléctricos, se utilizan para producir más del 80% de la energía eléctrica mediante el uso de diversos tipos de combustible (combustóleo, gas, carbón o combustible nuclear).

Las estaciones generadoras de electricidad accionadas por vapor que actualmente están en uso, son el resultado de la evolución de muchos años, del esfuerzo constante por aumentar la eficiencia de las estaciones generadoras, en las que se producen tres veces más electricidad por cada kilogramo de carbón, de lo que era posible hace aproximadamente 50 años. Este aumento de eficiencia es resultado del perfeccionamiento del sencillo ciclo original llamado Rankine, y la capacidad de producir y utilizar correctamente vapor a altas temperaturas y altas presiones.

Las plantas de potencia de vapor operan en ciclo cerrado, esto significa que el fluido de trabajo pasa por una serie de procesos y retorna finalmente al estado inicial.

En estos procesos se busca la conversión del calor en energía mecánica, por lo que, en los diversos ciclos de vapor nos interesa determinar el trabajo teórico que pueda obtenerse del contenido térmico de una sustancia.

Es conveniente analizar la ejecución de un ciclo cerrado idealizado, y el ciclo Rankine es el más simple de los ciclos ideales que utilizan vapor como medio de trabajo. El vapor fué el elemento utilizado originalmente en este ciclo, y en la actualidad continúa empleándose, además de que este ciclo es semejante al ciclo real.

Este procedimiento da la ventaja de poder determinar la influencia de ciertas variables sobre el funcionamiento general.

También es conveniente señalar en que grado los procesos en los aparatos reales se apartan de los procesos ideales, para ello se consideran ciertas modificaciones de los ciclos básicos que están encaminados a mejorar el funcionamiento general, dichas modificaciones comprenden el uso de ciertos dispositivos, (regeneradores, precalentadores, etc.).

1.1 Ciclos de Potencia de Vapor

1.1.1 Ciclo Rankine Ideal

Este ciclo es el ciclo ideal para una planta usual de potencia de vapor.

En la operación, el agua del condensador se bombea a la caldera. Luego, se aplica calor a la caldera para convertir el agua en vapor. El vapor de la caldera se expande a través de la turbina produciendo la fuerza que hace girar al generador. De la turbina, el vapor en expansión pasa al condensador donde nuevamente se convierte en agua. La acción de este círculo es constante, por lo que se le conoce como un ciclo.

Los procesos que conforman este ciclo están representados en la Fig. 1.1.1, lo mismo que el diagrama de operación, y son:

- 1-2: Proceso de bombeo adiabático reversible en la bomba
- 2-2': Trasmisión de calor a presión constante en la caldera
- 2'-4: Expansión adiabática reversible en la turbina
- 4-1: Trasmisión de calor a presión constante en el condensador.

En el ciclo Rankine, la posibilidad de sobrecalentar el vapor, está indicada en el ciclo 1-2-2'-4-1.

El calor transmitido al fluido de trabajo es el Área a-2-2'-4-1 (Q_N); y el calor cedido por dicho fluido, por el Área 1-2-2'-4-1 (W_{neto}).

La eficiencia térmica viene dada por la relación:

$$\eta_{\text{térmica}} = \frac{W_{neto}}{Q_N} = \frac{\text{Área } 1-2-2'-4-1}{\text{Área } a-2-2'-3-b-a}$$

La eficiencia del ciclo Rankine aumenta si hay cambios que aumenten la temperatura media a la que se suministra calor o que reduzcan la temperatura media a la que se cede al mismo. Por lo que, en el análisis del ciclo Rankine es útil considerar la eficiencia en dependencia de éstas temperaturas.

Las razones por las cuales se considera al ciclo de Rankine como al ciclo ideal que puede aproximarse en la práctica a un ciclo real de una planta usual de potencia de vapor son:

- a) En el proceso de bombeo, el estado 1' es una mezcla de líquido y vapor, por lo general es muy difícil construir una bomba que maneje dicha mezcla de 1' y que descargue el líquido saturado de 2'. Es más sencillo condensar completamente el vapor para que así sólo se maneje líquido en la bomba, y el ciclo Rankine se basa en este hecho.
- b) El sobrecalentamiento del vapor (proceso 3-3'), en el ciclo Rankine el vapor es sobrecalentado a presión constante. Es conveniente aclarar que para presiones fijas, el sobrecalentamiento del vapor aumentará la eficiencia del ciclo Rankine y que este efecto ocurre en la caldera.

I.1.2 Ciclo de Recalentamiento

Cuando se suministra calor y presión en la turbina, el vapor se expande a alta velocidad, aumentando con ello la eficiencia del ciclo Rankine, pero parte de este vapor llega condensado al extremo de baja presión de la turbina causándole un serio daño, para evitar esta condición indeseable y aprovechar al máximo las ventajas que da el vapor sobrecalentado a alta presión, el vapor se expande parcialmente a través de la turbina, luego es regresado a la caldera, donde es recalentado en una sección especial de ésta, hasta su temperatura original, pero con baja presión se le lleva nuevamente a la turbina, donde se expande hasta la presión de escape, de esta manera se evita una condensación excesiva del vapor. En la Fig. I.1.2 se muestra este sencillo ciclo de recalentamiento.

I.1.3 Ciclo Regenerativo

Este ciclo es otra modificación del ciclo Rankine y consiste en el calentamiento regenerativo del agua de alimentación. En un ciclo regenerativo práctico se extrae una cierta cantidad de vapor, luego de que el mismo se ha expandido parcialmente a través de la turbina, además, este ciclo también comprende el empleo de calentadores de agua de alimentación. Fig. I.1.3.a.

El comportamiento del vapor en este ciclo es de la siguiente manera:

El vapor entra a la turbina en el estado 5. Luego se expande hasta el estado 6, donde se extrae una cantidad de vapor que pasa al calentador de agua de alimentación. El vapor que queda se expande en la turbina hasta el estado 7 para condensarse en el condensador. Este condensado se bombea al calentador de agua de alimentación donde se mezclará con el vapor extraído de

la turbina. La cantidad de vapor extraído es la suficiente para hacer que el líquido que sale del calentador de agua de alimentación quede saturado en el estado 3, como este líquido es bombeado a una presión intermedia, se requiere de otra bomba para impulsar el líquido que sale del calentador de agua de alimentación hasta la presión de la caldera.

En este ciclo, con el empleo de calentadores de agua de alimentación, se utiliza casi todo el calor disponible del vapor. Esto aumenta notablemente la eficiencia general del ciclo de la estación generadora, ya que se usa más calor del vapor para realizar el trabajo mecánico.

Del diagrama T-S (Fig. I.1.3.b), tenemos que el área 4-5-c-b-4 representa el calor transmitido por unidad de masa del fluido de trabajo. El proceso 7-1 es el proceso en que se cede calor pero ya que no todo el vapor pasa por el condensador, el área 1-7-c-a-1 representa el calor transmitido por unidad de masa que fluye por el condensador, este es diferente al calor por unidad de masa del fluido operante que entra a la turbina, ya que este último es mayor. Entre los estados 6 y 7 sólo una parte del vapor circula por la turbina.

I.1.4 Ciclo del Recalentamiento-Regeneración.

En muchas plantas de potencia se combina una etapa de recalentamiento con varios pasos de extracción, lo que se traduce como una combinación de los ciclos de recalentamiento y de regeneración previamente descritos, esta combinación permite que las estaciones generadoras modernas de electricidad utilicen el vapor en la forma más eficiente posible (Fig. I.1.4).

El ciclo que se utilizará en cada planta termoeléctrica queda determinado por diversas consideraciones de diseño y factores de economía aplicables a esa planta en particular. Estos pueden incluir, entre otros, los siguientes puntos:

- Tipo, calidad y costo del combustible
- Selección y diseño de la caldera
- Selección del turbogenerador y puntos de extracción
- Agua de enfriamiento (fuentes, tipo, costos, bombeo y otros factores)
- Diseño del condensador

Es importante recalcar que el ciclo y arreglo finales que se seleccionen representan una de las principales decisiones de todo el proceso de diseño.

Actualmente, en México y en especial PEMEX y CFE utilizan para sus centrales generadoras el Ciclo Rankine Regenerativo con Recalentamiento para la generación de la energía eléctrica, por tal razón, en este trabajo de investigación, únicamente se analizará dicho ciclo con sus sistemas y equipos principales, así como sus principios de funcionamiento y criterios básicos de diseño.

1.2 Desviación de los Ciclos Reales respecto de los Ciclos Ideales

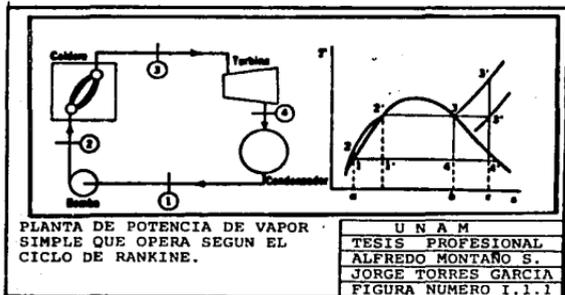
Es conveniente aclarar las razones por las que un ciclo real se aparta de uno ideal, estas se conocen como desviaciones, y las más importantes son las siguientes:

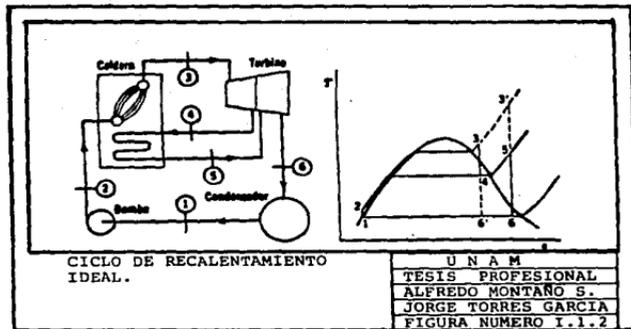
Pérdidas, en las tuberías. Estas se deben principalmente a la caída de presión causada por los efectos de rozamiento y por la transmisión de calor al exterior. Como ejemplo se puede considerar la caída de presión en la caldera, ya que el agua que entra a la caldera tiene que ser bombeada a una presión mucho más alta que la presión del vapor a la salida de la caldera, lo cual representa un trabajo adicional de bombeo.

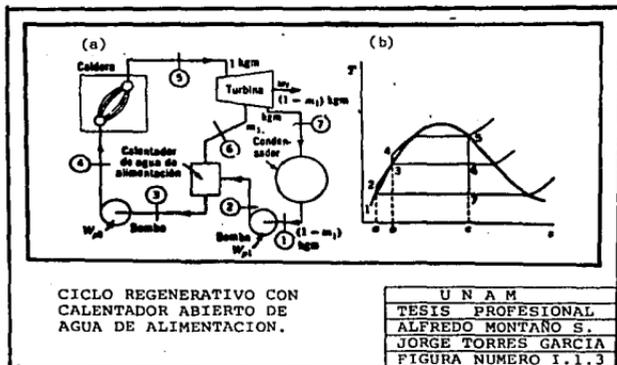
Pérdidas en la turbina. Estas pérdidas están relacionadas con el paso del fluido de trabajo a través de la turbina y con la transmisión de calor al exterior, pero ésta, generalmente es de importancia secundaria.

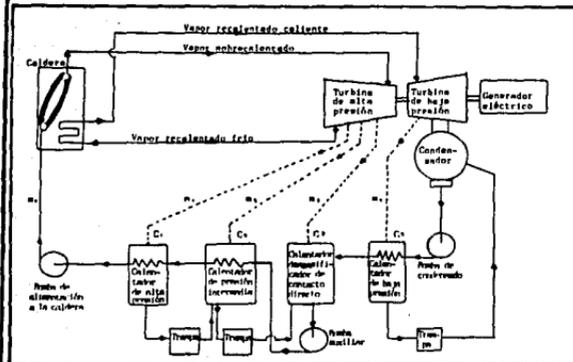
Pérdidas en la bomba. Estas pérdidas son semejantes a las de la turbina y se deben a las irreversibilidades relacionadas con el flujo del fluido operante, igual que en el caso anterior la transmisión de calor es generalmente una pérdida menor.

Pérdidas en el condensador. Estas pérdidas son insignificantes, un ejemplo de éstas es el enfriamiento abajo de la temperatura de saturación del líquido que sale del condensador, ya que, para llevar el agua a su temperatura de saturación se necesita una transmisión de calor adicional.

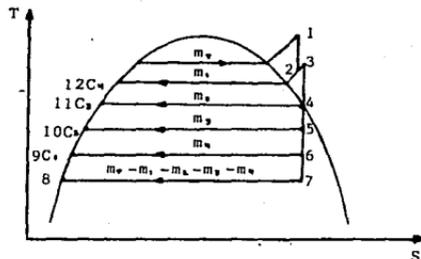








DISPOSICION DE LOS CALENTADORES DE AGUA DE ALIMENTACION (REGENERADORES) EN UNA PLANTA DE POTENCIA REAL QUE UTILIZA EL CICLO DE RECALENTAMIENTO-REGENERACION.



U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTANO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIGURA NUM. 1.1.4

C A P I T U L O I I

PRINCIPIOS DE FUNCIONAMIENTO DE UNA CENTRAL TERMOELECTRICA CONVENCIONAL

El principio de funcionamiento de una central térmica que funciona a base de carbón, combustóleo, gas, o aún, a base de energía nuclear, es el mismo sin importar el tipo de combustible que se utilice, y consiste en la conversión del calor en energía eléctrica. (Fig. II.1).

Esta conversión se realiza en tres etapas:

En la primera, la energía del combustible se utiliza para producir vapor a elevada presión y temperatura.

En la segunda etapa la energía del vapor se transforma en movimiento de una turbina (en energía mecánica).

En la tercer y última etapa, el giro del eje de la turbina se transmite a un generador, que produce energía eléctrica.

La transformación de energía térmica en cualquier otro tipo de energía tiene un rendimiento limitado por el segundo principio de la termodinámica, lo que significa que por cada unidad de energía producida por el combustible, sólo una tercera parte se convierte en trabajo mecánico, y se ceden al medio ambiente las dos terceras partes restantes en forma de calor.

En las centrales termoeléctricas convencionales el vapor se produce en una caldera, donde se quema carbón, combustóleo o gas natural en forma continua.

La caldera tiene sistemas de inyección continua de combustible y de aire, y necesita un dispositivo de eliminación constante de residuos sólidos.

La función del agua que circula por una caldera es evacuar el calor producido por el combustible, para producir vapor.

El agua circula a través de la caldera por medio de tuberías, impulsada por una bomba, y ya caliente es conducida a un intercambiador en el que cede el calor extraído de la caldera a otro circuito de agua, donde se produce el vapor.

11.1 Producción de Energía Mecánica

El vapor sobrecalentado a alta presión sale de la caldera (llamada también generador de vapor), éste vapor se canaliza hacia una turbina, donde la energía contenida en el vapor se convierte en energía mecánica de rotación (o sea, en trabajo).

Por las leyes de la termodinámica, el rendimiento de la transformación de energía térmica en energía eléctrica es del orden del 33%. Esto quiere decir que por cada 3 Kwh. de energía contenida en el vapor, sólo se obtiene 1 Kwh. de energía eléctrica, los otros 2 Kwh. se ceden al medio ambiente en forma de calor de baja temperatura.

11.2 Refrigeración

Para hacer posible el ciclo termodinámico, se necesita una fuente caliente y una fría. Esta última es el condensador, que consiste en una serie de tubos en cuyo interior circula el agua de enfriamiento. El vapor a baja presión que sale de la turbina pasa al condensador por fuera de los tubos, donde se realiza una transmisión del calor del vapor al agua de enfriamiento.

El agua de refrigeración así calentada puede devolverse directamente al medio de donde se extrajo. Se dice entonces que la central funciona en circuito abierto. En este caso, como se requieren grandes cantidades de agua, con frecuencia las centrales de vapor están situadas cerca de ríos o lagos, lo que ocasiona un fuerte problema de contaminación térmica.

Cuando el caudal de agua de enfriamiento es limitado, el agua caliente se hace pasar previamente por una torre de enfriamiento. En ésta, parte del agua que circula se evapora, de modo que disminuye la temperatura del agua que permanece líquida. Una vez enfriada, el agua se recircula al condensador. Se dice entonces que la central funciona en circuito cerrado.

Una central termoelectrónica que funciona en circuito abierto, necesita un caudal de agua de refrigeración bastante mayor que si funcionase en circuito cerrado, ya que en este último sólo se necesita un caudal mínimo que se emplea en reponer el agua evaporada y en las purgas necesarias del circuito para evitar la concentración de sales minerales en él.

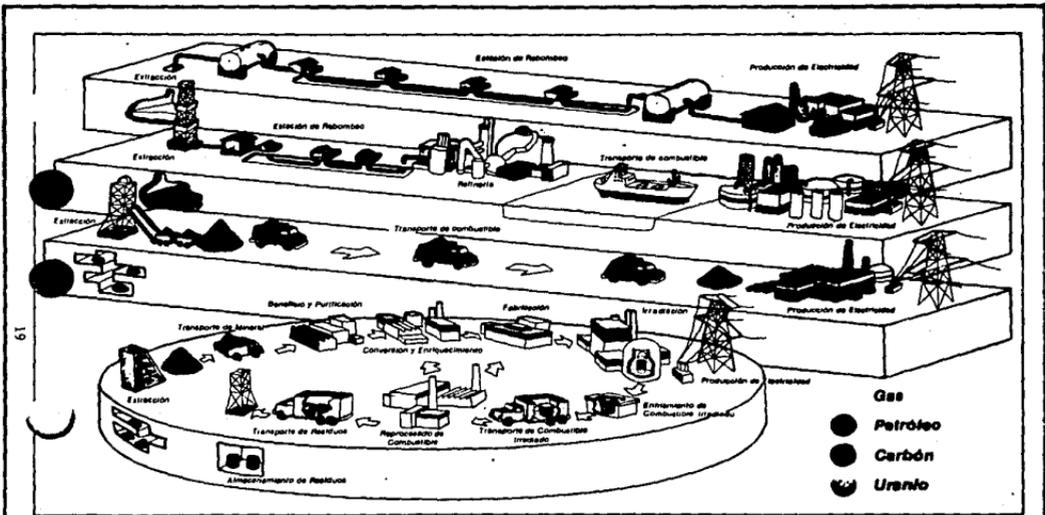
Como característica específica de las centrales térmicas tenemos que en el proceso de transformación de energía térmica en energía mecánica es necesario eliminar una gran cantidad de calor y que su rendimiento durante la transformación va de un 20 hasta un 40%.

II.3 Producción de Energía Eléctrica

La rotación de la turbina provocada por el vapor se trasmite a un generador, el cual consiste de conductores eléctricos que giran en un campo magnético, produciendo así la electricidad. Esquemáticamente un generador podría ser un cable en forma de 'U' que girase entre los polos de un imán; éste giro es el que produce la electricidad.

La energía eléctrica producida pasa a la subestación, donde se eleva su tensión para disminuir las pérdidas por calentamiento en las líneas de transmisión, ya que la potencia es el producto del voltaje por la corriente, y las pérdidas de transmisión son directamente proporcionales al cuadrado de la corriente.

Mediante las líneas de transmisión, la energía se integra al sistema que la hace llegar a la zona de consumo.



CICLO DE GENERACION ELECTRICA SEGUN EL TIPO DE COMBUSTIBLE.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIGURA NUMERO II.1

C A P I T U L O I I I

SELECCION DEL SITIO

Las justificaciones para la selección del sitio donde estará ubicada la planta termoelectrica, están directamente relacionadas con los requerimientos de la propia planta; y de los consumidores de energía eléctrica y calorífica que produce la planta. También se deberá tomar en cuenta que la subestación donde se genera la energía, debe estar ligada a la red nacional de distribución de energía eléctrica manejada por el CENACE (Centro Nacional de Control de Energía), aún cuando este factor no se considere en el presente trabajo.

Por regla general la planta queda cerca del lugar de donde se extrae el combustible, pero, a su vez, la base de aprovisionamiento de este combustible debe estar situada a una distancia considerable de los consumidores de la energía, esto debe hacerse por medidas lógicas de seguridad, para evitar que la contaminación o que algún accidente afecten a la población.

Algunos factores, no menos importantes que los anteriores y que también influyen para la elección del sitio donde quedará la planta, son los siguientes:

- La superficie debe ser lo bastante grande para que aparte de satisfacer la demanda de espacio de la planta con todas sus instalaciones, almacenamiento de combustible, subestación, vías y estacionamiento, tenga espacio para ampliaciones futuras. En el caso de una planta termoelectrica que utilice carbón como combustible, la superficie deberá ser tres veces mayor que la superficie de una planta que utilice cualquier otro tipo de combustible, esto es debido al almacenamiento de carbón y a la constante eliminación de la ceniza.

La fuente para el suministro de agua debe ser lo suficientemente grande para asegurar el suministro del apreciado líquido durante unos 30 años y cubrir los flujos típicos de agua para enfriamiento del condensador, para las torres de enfriamiento (donde el repuesto de agua varía del 2 al 3% del flujo), para el repuesto del ciclo de vapor (donde varía del 2 al 4% del flujo); para una planta de 1000 Mw. el total del flujo de repuesto al ciclo es de 60 a 150 lt/s, por lo que se puede ver es evidente que el sitio debe quedar cerca de un depósito grande de agua.

- El territorio de la central eléctrica debe tener un suelo

firme, que admita sobre él la presión de las obras de construcción, pero por regla general no debe ser de rocas sólidas ni de arenas movedizas, ni debe estar cerca de lugares donde haya corrimientos de tierra u oquedades en las rocas calizas.

- La planta debe estar sobre el nivel de inundaciones o protegida de éstas, a una altura mínima de 3 mts. sobre el nivel de las aguas subterráneas, para evitar que éstas afecten los cimientos de los edificios.

Para seleccionar la orientación del territorio de la central se deben tomar en cuenta los siguientes factores:

- La cercanía de vías férreas troncales y de carreteras, que faciliten el transporte de combustible, equipos, elementos estructurales y materiales.
- Presencia de materiales de construcción locales (madera, ladrillo, arena, etc.)
- Salida de las líneas de energía eléctrica
- Red de tuberías de vapor, de agua caliente, del lodo de cenizas y escorias, de las redes de saneamiento y de desagüe pluvial
- Los vientos dominantes, para evitar hasta donde sea posible que la contaminación afecte al medio
- Determinación de las temperaturas del aire
- La posibilidad de construir chimeneas de bastante altura (300 mts. o más)
- La cercanía de aeropuertos.

La selección del sitio donde estará ubicada la central así como su orientación en el territorio están basadas en una serie de comparaciones técnico-económicas y en la interrelación de todos los factores antes señalados.

III.1 Plano General de una Central Eléctrica

En este plano está la ubicación exacta de las obras principales y auxiliares de la central, así como su orientación en el territorio, indica las vías de comunicaciones cercanas (transporte aéreo y terrestre; carreteras y ferrocarriles), las fuentes y el sistema de suministro de agua, los vaciaderos de ceniza y escoria, el cableado de las líneas de transmisión de energía eléctrica, el depósito de combustible (si no está en la central), y también la ubicación de las poblaciones cercanas.

El plano general de la central eléctrica incluye los siguientes edificios de producción y servicios auxiliares, obras

y dispositivos:

- a) Edificio del turbogenerador (casa de máquinas)
- b) Edificio de control
- c) Edificio de talleres
- d) Edificio de calderas auxiliares
- e) Edificio de tratamiento de agua
- f) Estructura de bombas de circulación
- g) Caseta de bombas de servicio y contra-incendio.

Las instalaciones principales y auxiliares que comprenden el circuito térmico se localizan cerca de la casa de máquinas y son las siguientes:

- Caldera y auxiliares
- Control e instalación eléctrica
- Silos de carbón y pulverizadores
- Laboratorio
- Oficinas de operación
- Instalación mecánica de auxiliares.

En general, las calderas se distribuyen paralelas a las turbinas para tener un mejor flujo de energía entre estos equipos.

III.2 Selección del Tamaño de Unidades

Para fijar el tamaño de las unidades hay que tomar en cuenta los siguientes factores:

- Capacidades preferidas por los fabricantes de los turbogeneradores
- Crecimiento de los sistemas
- Interconexión de los sistemas
- Tamaño de los sistemas eléctricos y térmicos
- Inversión menor para unidades mayores
- Costo de operación y mantenimiento menores para unidades mayores
- Confiabilidad de las unidades
- Probabilidad de pérdida total de carga
- Forma de variación de la carga pico o máxima
- Curva de duración
- Normalización de capacidades
- Factor de carga
- Factor de capacidad
- Factor de utilización.

Para seleccionar el tamaño de las unidades, independientemente de la interrelación que hay entre los factores antes mencionados, una solución más viable en el aspecto económico es instalar unidades del 5 al 10% de la capacidad de los sistemas como se contempla en el siguiente ejemplo: en un sistema que requiera de 1000 Mw. se instalarán unidades de 75 Mw. las cuales representen un 7.5% del sistema. Estas unidades se instalarán en el sistema de acuerdo a como se vayan requiriendo, si el sistema aumenta a 1500 Mw. las unidades que se instalarán serán de 150 Mw. y de acuerdo a los requerimientos del sistema irá en aumento el tamaño de las unidades. Este criterio ha sido revisado y modificado por la Compañía Eléctrica de Luz y por CFE, debido a la problemática que representa el costo de adquisición, puesta en marcha y mantenimiento de unidades grandes.

C A P I T U L O I V

EVENIOS DE AGUA

Cuando se instala una planta termoeléctrica, se debe tomar en cuenta el rechazo de calor del ciclo y buscar por medio de la ingeniería la optimización del agua de circulación, para que esto sea más notable mencionaremos que la inversión en el sistema de agua de enfriamiento va del 6 al 10% del total de la inversión de la planta.

En las centrales termoeléctricas, los equipos principales que consumen más agua son los condensadores de las turbinas de vapor, y es en función de estos equipos y de la ubicación de la planta, que se selecciona el tipo de suministro de agua.

Hay dos sistemas principales orientados a captar el rechazo de calor del condensador de la planta, y estos son:

IV.1 Sistemas Abiertos

En los cuales el agua se toma del mar, ríos o lagos grandes y se regresa con un mínimo de recirculación.

Los ríos son la fuente de agua más utilizada por las plantas termoeléctricas, principalmente cuando el caudal mínimo del río es mayor al consumo de agua de la planta, entonces se utiliza el sistema de agua por corriente unidireccional, siendo este el más común y el más conveniente para una planta termoeléctrica. En este sistema se tiene la ventaja de que el agua refrigerante (se le llama agua refrigerante por que se le utiliza para extraer el calor del vapor) tomada de la corriente del río, pasa una sola vez por el condensador, donde se calienta debido al vapor que sale de la turbina e inmediatamente se evacua al río, aguas abajo, a una buena distancia de donde se toma el suministro para la planta, para evitar que esta agua caliente se mezcle con el agua utilizada como refrigerante.

Con frecuencia no es posible utilizar el abastecimiento de agua unidireccional, aún cuando el caudal del río sea bastante más grande que la cantidad de agua consumida por la planta, por no haber un terreno adecuado para las instalaciones de la planta (inundación de la orilla, una orilla demasiado alta, falta de energía eléctrica para elevar toda la masa de agua), por exigencias sanitarias o por condiciones de protección de los peces.

Los lagos también pueden ser utilizados como suministro de agua con sistema unidireccional, siempre y cuando sean lo suficientemente grandes como para satisfacer las demandas de consumo de la planta, y que además, dispongan de agua corriente.

Quando se utiliza el agua salada de los mares en un sistema unidireccional, se requiere del empleo de medidas especiales para proteger los equipos y las tuberías contra la corrosión. En especial al condensador de la turbina, cuyos tubos, cámaras de agua y placas tubulares deben estar hechos de materiales resistentes a la corrosión; también se utiliza la protección electroquímica en los condensadores y en las tuberías contra la corrosión del metal; la fijación de los tubos en las placas tubulares debe ser hermética para evitar la infiltración del agua de mar en el ciclo principal de generación de energía a través del condensador.

IV.2 Sistemas Cerrados

Los sistemas cerrados de enfriamiento son aquellos en los que el agua que circula por los condensadores, una vez utilizada, debe ser enfriada para volver a ser usada como enfriador.

Los sistemas cerrados más comunes son:

- 1) Estanques de enfriamiento
- 2) Torres de enfriamiento.

En los primeros, la superficie del estanque intercambia calor con la atmósfera por radiación, evaporación y convección. En los segundos, el agua caliente es elevada mediante bombas a la parte superior de una torre desde donde se deja caer en forma de lluvia en contracorriente con un flujo de aire. El enfriamiento en este caso es principalmente por evaporación.

IV.2.1 Estanques de Enfriamiento

El uso de estanques de enfriamiento es una alternativa eficiente y económica para enfriar en circuito cerrado el agua utilizada en los condensadores. Un estanque de enfriamiento, es un depósito grande de donde se toma el agua para enfriamiento de los condensadores. La descarga de agua caliente se efectúa al mismo estanque, donde se enfría por intercambio de calor con la atmósfera.

Los estanques de enfriamiento se clasifican en artificiales y naturales.

Los estanques artificiales son los que se construyen, ya sea mediante diques perimetrales o aprovechando la topografía y provocando un embalse mediante una pequeña presa, con el fin principal de servir para el enfriamiento de plantas termoeléctricas.

IV.2.2 Torres de Enfriamiento

Las torres de enfriamiento son dispositivos de enfriamiento artificial de agua. Se clasifican como cambiadores de calor entre un volumen en circuito cerrado de agua y aire atmosférico.

Básicamente, las torres de enfriamiento son cambiadores de calor de mezcla que efectúan la transmisión de calor por cambio de sustancia y convección entre los medios. Principalmente, el agua cede calor al aire por evaporación, aunque, en forma secundaria también lo hace por convección. Esta última forma interviene más cuando el ambiente es frío y la diferencia de temperatura entre el agua y el aire es más marcada. El movimiento del aire en la torre de enfriamiento puede darse mediante ventiladores o una chimenea alta que produzca un tiro natural.

C A P I T U L O V

SISTEMAS

(Descripción de los principales sistemas de una planta termoelectrica, así como del equipo en general de cada uno de estos sistemas)

Una planta termoelectrica está formada por sistemas, los que a su vez son integrados por equipos, por lo que es indispensable una descripción, tanto de los sistemas como de los equipos, en forma general, para tener una mejor base en el planteamiento de los criterios de diseño, objetivo de esta tesis, por lo que, a continuación se desarrollarán de la manera más completa posible los siguientes sistemas:

- V.1.- Vapor, principal de la turbina
- V.2.- Vapor sobrecalentado y recalentado
- V.3.- Vapor auxiliar
- V.4.- Condensado
- V.5.- Agua de alimentación
- V.6.- Agua del generador de vapor
- V.7.- Agua de circulación
- V.8.- Agua de enfriamiento de auxiliares
- V.9.- Agua de servicios
- V.10.- Agua contra incendios
- V.11.- Aceite lubricante de la turbina
- V.12.- Aceite combustible
- V.13.- Aire comprimido y de servicios.

V.1 Sistema del Vapor Principal de la Turbina

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.1.1.

La turbina es el elemento motriz que transmite el momento de giro al generador, representa uno de los tres componentes de una unidad (los otros dos son el generador de vapor y el generador eléctrico), la más común en las plantas termoelectricas convencionales es la del tipo 'Tandem Compound'* de doble flujo en el escape de la turbina de baja presión con condensación y con recalentamiento.

*Tandem significa que las turbinas están en un eje, que son colineales y que tienen acoplado un generador común.

Compound significa que está compuesto de dos o más carcazas.

Existe otro arreglo llamado 'Cross Compound', el cual contempla turbinas en ejes no colineales; este arreglo a la fecha no es llevado a la práctica en México, pero en Europa es común que sea utilizado.

Descripción del funcionamiento del sistema y equipos

Válvulas de estrangulamiento. El vapor producido por el generador de vapor es conducido a través de las líneas de vapor principal y de las válvulas de estrangulamiento hasta las cajas de vapor. Las válvulas de estrangulamiento en operación normal se deberán encontrar totalmente abiertas, y al efectuarse un disparo en la turbina cerrarán instantaneamente cortando el flujo de vapor.

Las válvulas de estrangulamiento son del tipo de doble tapón, que consiste en dos válvulas de asiento sencillo, una colocada dentro de la otra. A la válvula interior se le denomina válvula piloto y a la exterior válvula de estrangulamiento, ambas están empotradas en la entrada de la caja de vapor, conformando el cuerpo de la misma caja (Fig. V.1.2).

Cuando las válvulas se encuentran en la posición de cerradas, la presión de entrada del vapor se combina con la carga de los resortes de compresión que actúan sobre el vástago de las válvulas, para mantener a éstas firmemente cerradas sobre sus asientos.

Cuando el vástago se mueve para abrir las válvulas, primero abre la válvula piloto y hasta que ésta se encuentra completamente abierta, comienza a abrir la válvula de estrangulamiento, 'arrastrada' por la válvula piloto.

Cada válvula de estrangulamiento cuenta con dos líneas de

Jrenes de sellos de vapor, una que drena los sellos de vapor de alta presión hacia las líneas de vapor recalentado frío, en operación normal o arriba del 20% de carga, y en el arranque al tanque de purgas, y la otra que drena los sellos de vapor de baja presión hacia el condensador de vapor de sellos. Esta fugas o sellos de vapor tienen la finalidad de autosellar el vástago de las válvulas (Fig. V.1.3).

Lo antes mencionado respecto a la regulación del vapor admitido por medio de las válvulas a la turbina depende del tipo de calentamiento que se haya elegido para la misma.

Cajas de vapor y válvulas de gobierno. Se tienen dos cajas de vapor idénticas, las cuales distribuyen el vapor suministrado a la turbina de alta presión por medio de las válvulas de gobierno. En cada una de estas cajas hay una entrada de vapor sobrecalentado a través de la válvula de estrangulamiento, la cual está dispuesta en forma horizontal, y en seguida de ésta se encuentran vertical y colinealmente las válvulas de gobierno (Fig. V.1.4).

Las cuatro válvulas gobernadoras de caja de vapor descargan individualmente el flujo de vapor a una tubería ajustable, la cual conduce a la cámara de toberas del paso curtis. En la parte más baja de cada una de estas tuberías hay una línea de dren que descarga a un bloque de orificios, el cual tiene la finalidad de eliminar el condensado a través de la válvula motorizada al condensador.

Las válvulas de gobierno son accionadas por un servomotor hidráulico, en el que intervienen dos tipos de aceite para su regulación, que son: El aceite de control cuya presión se regula desde la sala de control, determina la posición de las válvulas, y el aceite de alta presión, es el fluido motriz que desplaza al servomotor de las válvulas de gobierno.

Cajas de toberas y paso curtis. El paso curtis está unido a las cajas de vapor a través de 8 uniones deslizantes que permiten absorber las dilataciones y contracciones térmicas, evitando con esto que se produzcan esfuerzos en el metal. En el extremo de cada una de las 3 tuberías de unión está una tobera dirigida hacia la primera rueda de álabes móviles. El vapor sobrecalentado llega con una presión P_0 a la tobera del paso curtis donde su energía potencial se convierte en energía cinética (Fig. V.1.5). El flujo de vapor se dirige al segundo paso de álabes móviles con una cierta velocidad que se convierte en trabajo mecánico. Al salir el vapor de los álabes móviles del segundo paso queda con una velocidad menor y de ahí es conducido

a la turbina de alta presión.

El paso curtis constituye el elemento de regulación de velocidad de la turbina, ya que, la magnitud del movimiento de giro en el rotor depende del número de toberas que se encuentren alimentando el vapor sobre los álabes, y del porcentaje de apertura de las válvulas de gobierno.

Turbina de alta presión. Esta turbina está localizada entre las turbinas de PI-1 y PI-2, se le denomina de alta presión por ser la turbina que admite el vapor a más alta presión. Consta de un paso curtis o de impulso (acción) y una sección de álabes de reacción de 10 pasos.

La sección de álabes de reacción está constituida por 10 ruedas de álabes de reacción sujetas al rotor, mismas que hacen girar a este último debido al impulso del vapor sobre ellas.

Alternados en cada rueda de álabes de reacción, hay 10 ruedas de álabes fijos, sujetos a la carcasa, cada uno de los cuales dirige el vapor que pasa por ellos a la rueda de álabes móviles subsiguientes. La forma como trabaja el vapor de la turbina de A.P. se describe a continuación (Fig. V.1.6).

El vapor que ya trabajó en el paso curtis llega a la cámara de la T.A.P. para dirigirse a los álabes fijos en toda la periferia del primer paso, el vapor se expande entre los canales de los álabes móviles, con lo que la presión baja y se obtiene una mayor velocidad relativa, el vapor se dirige a los álabes fijos del segundo paso, esta acción se repite hasta el paso No. 10, el objetivo es obtener trabajo mecánico en cada una de estas etapas.

Al vapor que sale de la turbina de alta presión se le llama "vapor recalentado frío", este vapor es conducido nuevamente a través de dos líneas al generador de vapor, hacia el elemento recalentador de la caldera a fin de incrementar su temperatura. A la salida del recalentador se tiene un flujo de vapor llamado "recalentado caliente", el cual retorna a la turbina de presión intermedia No. 1 a través de las válvulas de paro e interceptoras.

Válvulas de paro e interceptoras de recalentado. En cada una de las dos líneas de suministro de vapor recalentado caliente a la turbina de presión intermedia No. 1, se encuentran instaladas dos válvulas denominadas de paro e interceptoras (Figs. V.1.7 y V.1.8). En el sentido del vapor primero se encuentra la válvula de paro, e inmediatamente, las válvulas

interceptoras. La finalidad de las válvulas de paro es impedir el paso de flujo de vapor a TPI No. 1 en condiciones de disparo. La finalidad de las válvulas interceptoras es controlar el flujo en rodado y bajas cargas.

Las válvulas de paro no cuentan con línea de drenaje de fugas a diferencia de las válvulas interceptoras que cuentan con una línea que drena las fugas de vapor de sellos del vástago hacia el condensador de vapor de sellos.

Turbinas de presión intermedia (TPI Nos. 1 y 2). El vapor procedente del recalentador pasa a través de las válvulas de paro e interceptoras a la turbina de presión intermedia No. 1, la cual se localiza en el extremo de la flecha del lado del gobernador (lado hacia el que descarga una línea de extracción, la cual constituye la extracción No. 6), de la TPI No. 1 el vapor pasa a la turbina de presión intermedia No. 2, llevando su dirección hacia el lado del generador (la TPI No. 2 tiene una línea de extracción, la cual constituye la extracción No. 5).

Ambas turbinas (TPI 1 y 2) son del tipo de reacción y constan de 4 ruedas de álabes móviles fijadas al rotor, y 4 ruedas de álabes directrices sujetas a la carcasa que se encuentran alternadas una con otra (Fig. V.1.9).

Turbina de baja presión. El vapor de escape de la TPI No. 2 es conducido a través de dos tubos de paso (crossover) a la turbina de baja presión, la cual se encuentra entre la turbina de presión intermedia No. 2 y el generador. Es del tipo de reacción de doble flujo ya que consta de dos secciones opuestas, en donde el vapor es admitido por el centro y fluye hacia sus extremos, formándose 2 flujos. Cada sección consta de 6 ruedas de álabes móviles y 6 ruedas de álabes fijos, alternadas entre sí (Fig. V.1.10), por lo que, la turbina de baja presión tiene en total 12 ruedas fijas y 12 ruedas móviles. Igualmente se tienen sellos en la periferia de los álabes que evitan las fugas de vapor de un paso a otro, excepto en la última rueda de álabes móviles (Fig. V.1.11).

A la turbina de baja presión se le hacen extracciones en diferentes pasos de las 2 secciones que la constituyen, siendo las más cercanas a la admisión de vapor las de mayor presión. La toma de vapor de las extracciones están en los siguientes pasos:

- Extracción No. 4, del 1er paso en la sección lado gobernador
- Extracción No. 3, del 3er paso en la sección lado gobernador
- Extracción No. 2, del 4to paso en cada sección
- Extracción No. 1, del 5to paso en cada sección.

Carcasas de la turbina. La turbina está compuesta por 2 carcasas, una que aloja los rotores de las turbinas de alta presión, presión intermedia Nos. 1 / 2, y la otra que aloja al rotor de la turbina de baja presión. Cada una de estas carcasas está constituida por una envolvente interior y otra exterior, las cuales son fabricadas de una aleación de acero fundido y se encuentran divididas en el plano horizontal con respecto al centro para formar una base y una tapa (Fig. V.1.12).

La carcasa interior de alta presión se apoya en la carcasa exterior de la junta horizontal, y es guiada en la parte superior o inferior por pasadores de espiga a fin de mantener la posición correcta con respecto al eje de la turbina y a la vez, para permitir que se expanda libremente en respuesta a los cambios de temperatura (Fig. V.1.13).

El espacio libre entre la carcasa exterior y la interior de la turbina de alta presión/presión intermedia, se utiliza para conducir el vapor que ya trabajó en la turbina de presión intermedia No. 1 a la entrada de la TPI No. 2. El vapor de escape de esta turbina es conducido a la entrada de la turbina de baja presión a través de dos tuberías.

Sellos de las turbinas de vapor. En los extremos de las turbinas de presión intermedia Nos. 1 / 2, el vapor que fluye dentro de la turbina tiende a salir hacia la atmósfera. Mientras que la turbina de baja presión, debido a que se encuentra montada directamente sobre el condensador, queda influenciada por el vacío del mismo, y el aire atmosférico tiende a introducirse por el cuello entre la carcasa y el rotor.

Para evitar estos problemas las carcasas son selladas con vapor. El sellado de vapor consiste en una serie de secciones angostas (laberintos), por donde pasa el vapor. Este estrangulamiento del vapor se efectúa con la colocación de tirillas o sellos laberínticos que se montan en la carcasa de tal modo que queden con un hueco mínimo hacia el rotor, tal como se muestra en el Fig. V.1.14.

Sellos de plomo. El diafragma frágil, o sello de plomo, está montado en el escape de la turbina de baja presión, sobre la carcasa (uno en cada lado de la carcasa), con el propósito de tener un alivio automático cuando la presión del condensador se incrementa arriba del valor máximo de seguridad, a la cual fue diseñado el cilindro de baja presión (Fig. V.1.15).

Estos diafragmas se construyen de plomo delgado y se encuentran apoyados contra la presión atmosférica externa sobre

otro disco soporte. Si la presión de escape se eleva arriba de la presión atmosférica con un cierto valor, el diafragma se rompe y alivia la sobrepresión en el escape de la turbina (Fig. V.1.16).

Pistón de balance. El vapor al expandirse en los álabes fijos y móviles de la turbina, trasmite en el rotor un momento de giro y un empuje axial. Este último no efectúa potencia útil / lo recibe el cojinete de empuje.

Por lo general estos esfuerzos axiales tienden a empujar al rotor en la misma dirección que tiene el flujo de vapor, alcanzando en ocasiones magnitudes muy grandes. Para suministrar una operación segura de la turbina y del cojinete de empuje, es necesario determinar con gran exactitud la dirección y magnitud de la resultante del empuje axial. Uno de los métodos para contrarrestar el empuje axial es implementar pistones de balance, como los de la Fig. V.1.17.

Se tienen pistones de balance de alta, baja y presión intermedia.

Los pistones de balance de alta y presión intermedia funcionan de la siguiente manera:

Una parte del flujo de vapor a la salida del paso curtis se deriva / se induce a la cámara "A" a través de los sellos laberínticos que conforman el pistón o cilindro de balance de alta presión.

La cámara "A" cuenta con una línea de desfogue que descarga una parte del flujo sobre el escape de la turbina de alta presión para mantener siempre una presión menor que la presión del vapor que se tiene a la entrada de los sellos laberínticos del pistón de balance de alta presión.

La otra parte del flujo de vapor en la cámara "A", por diferencia de presiones, fluye a través de los sellos laberínticos del pistón de balance de baja presión originando una fuerza similar en el rotor, a la del pistón de balance de alta presión. Dicha magnitud vectorial coincide con la dirección de la fuerza de empuje del pistón de balance de alta presión.

Entre la descarga de la turbina de alta presión y la admisión de vapor de la turbina de presión intermedia No. 1, está el pistón de balance de presión intermedia, el cual origina una fuerza en el rotor de dirección opuesta a los empujes axiales mencionados anteriormente, es decir, hacia el gobernador.

Cojinete de empuje. La colocación del cojinete de empuje es entre la bomba principal de aceite y el cojinete de carga No. 1, siendo su función soportar la fuerza resultante del empuje axial que actúa sobre el rotor del turbogruppo con dirección, ya sea lado generador, o lado gobernador.

El cojinete de empuje (Fig. V.1.18) es del tipo de placa de nivelación, el cual distribuye automáticamente la carga uniformemente sobre todas las zapatas. Estas zapatas se apoyan sobre las placas de nivelación que están sostenidas en el anillo base, el cual está construido en mitades.

El empuje axial del rotor se trasmite a las zapatas por medio de un collar o disco macizo que está maquinado o torneado íntegramente en el eje corto, el cual está asegurado con pernos en el extremo del rotor, junto a la chumacera No. 1 de la turbina.

La caja del cojinete de empuje está construida en mitades, dividida en la línea central horizontal y se fija con pernos y pasadores. Su rotación en la carcasa se evita con un pasador de tope que se proyecta hacia una marca en la base de la carcasa, en la unión horizontal.

El cojinete está inundado todo el tiempo con aceite a presión. El aceite se suministra a los cojinetes principales. Conforme gira el collar de empuje con respecto a las zapatas, la cuña de aceite entra en la superficie de cada zapata y el collar de empuje en ambos lados (Fig. V.1.19). Así, el aceite es conducido entre las superficies de trabajo por el movimiento del collar, asegurándose una lubricación correcta de estas superficies.

Drenes de líneas principales de vapor de turbina. Para conducir el vapor desde el generador de vapor hasta la turbina, se utilizan dos líneas para el vapor sobrecalentado y otras dos para el vapor recalentado caliente. Asimismo se utiliza otro par de líneas para conducir el vapor recalentado frío desde la turbina hasta el generador de vapor. En cada una de estas seis líneas se localiza un dren que se ubica cerca de la turbina, como se aprecia en la Fig. V.1.20.

Los drenes de líneas de vapor sobrecalentado son atemperados previamente a la entrada del condensador con agua del sistema de condensado.

El objetivo principal de estos drenes es eliminar el condensado que se forma dentro de las líneas principales de vapor

en arranques, paro y disparos de la unidad con el fin de: tener un uniforme calentamiento de cada línea; evitar la erosión, por la humedad y por la velocidad del vapor, en los asientos de las válvulas de la turbina; evitar los golpes de ariete que provocan la evaporación instantánea o "flasheo" del condensado atrapado y eliminar el riesgo de inducir agua o vapor húmedo a la turbina.

El dren de la línea de recalentado frío nos sirve también para desalojar los condensados internos de la línea, que se forman cuando la turbina está fuera de servicio, o con una carga baja menor del 20% y así anular el arrastre de condensado al elemento recalentador.

Drenes de la turbina. Los drenes de la turbina son tres:

- Dren del "Bloque de orificios"
- Dren del "paso curtis"
- Dren de la "Carcasa exterior".

La ubicación de estos drenes guarda la secuencia que describe el vapor al pasar desde las cajas de vapor hasta la turbina de presión intermedia No. 2 (Fig. V.1.21).

La finalidad de estos drenes es eliminar el condensado que se forma en las zonas respectivas durante las etapas de calentamiento y paro de unidad. El criterio que se utiliza para el cierre de dichos drenes es que el flujo de vapor a través de la turbina es suficiente para mantener una temperatura adecuada en los metales y así, evitar la condensación de éste.

Dren Bloque de orificios. Las cuatro válvulas de gobierno, de cada caja de vapor, descargan individualmente a una tubería ajustable que suministra vapor a la cámara de la tobera correspondiente al paso curtis. En el trayecto de la tubería ajustable, desde la salida de la caja de vapor, hasta la llegada al paso curtis, se tiene un dren en la parte más baja de cada una de las ocho líneas. Cuatro de estos drenes descargan a un bloque de orificios y los otro cuatro a otro. Estos bloques de orificios tienen la finalidad de coleccionar y desalojar el condensado a través de una línea y válvula motorizada al condensador y así evitar golpes de ariete en la línea y la erosión en los álabes del paso curtis, debido a la humedad y velocidad del vapor.

Dren del paso curtis. El dren del paso curtis está localizado en la cámara de salida de vapor, después del segundo escalón de la rueda curtis, en la parte inferior de la cubierta de alta presión.

La línea dren del paso curtis se inicia por una barrera inferior en la carcasa de alta presión, pasa la oquedad contigua que se forma entre las carcasas de alta presión y presión intermedia, atraviesa el espesor inferior de la carcasa exterior de presión intermedia, sale al lado exterior, continúa hasta topar con una válvula motorizada y finalmente desemboca a través de ésta hacia el condensador.

Dren carcasa exterior. El dren carcasa exterior de turbina presión intermedia está ubicado casi a la entrada de la cámara de vapor de la TPI No. 2, sobre la parte más baja de la carcasa. La línea del dren carcasa exterior empieza por un orificio maquinado a través del espesor de la carcasa exterior de presión intermedia, sale al medio ambiente por la parte inferior para conectarse con una válvula motorizada y de ahí se dirige finalmente al condensador.

Válvula rompedora de vacío. La válvula rompedora de vacío (VRV) se encuentra localizada a la altura de la chumacera No. 3. La conexión de la válvula (Fig. V.1.22) se ubica en el escape de la turbina de baja presión. Esta válvula se utiliza para romper el vacío del condensador, o para igualar la presión de vacío con la presión atmosférica en los disparos y puesta fuera de servicio de la turbina, y de este modo evitar incrementos posteriores de la presión en el condensador, para evitar romper los diafragmas o sellos de plomo en TBP, ya que el escape de turbina y tubos del condensador están diseñados para operar con una presión abajo de la atmosférica. La hermeticidad de la válvula rompedora de vacío se asegura con un sello de agua, la cual es suministrada por una línea que viene del cabezal de descarga de las bombas de condensado y a través de una válvula de paso tipo macho.

Cojinetes soporte. El turbogenerador está soportado en siete cojinetes de carga. Los siete son iguales, por lo que es suficiente con describir uno solo de ellos, (en este caso el número 1).

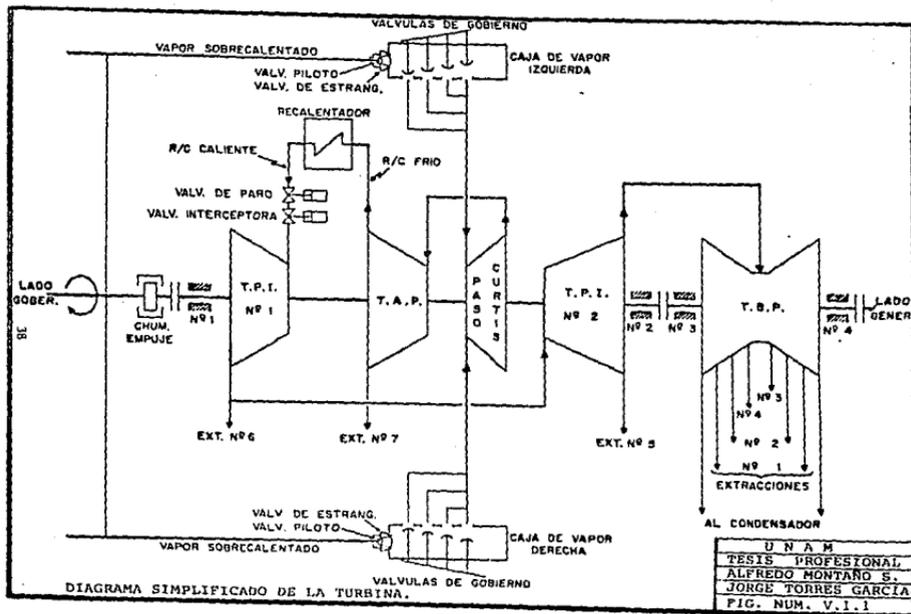
El cojinete de carga No. 1 está ubicado entre la turbina de presión intermedia No. 1 y el cojinete de empuje. Se le indica con el No. 1 por ser el que se localiza primero, contando desde el gobernador hacia el generador. Los cojinetes soporte tienen la finalidad de fijar y soportar el rotor cuando la unidad está fuera de servicio, o durante la operación de la misma.

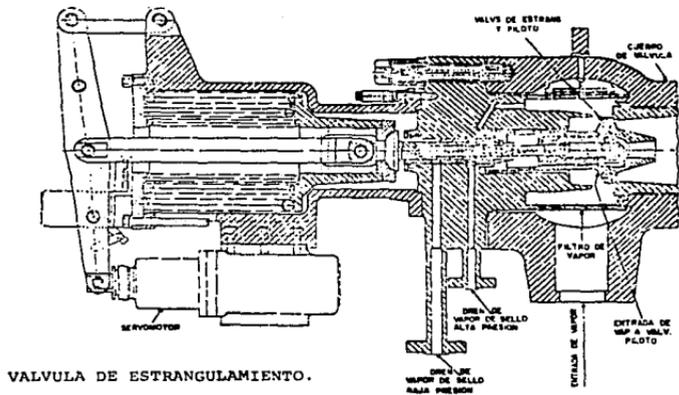
El cojinete mencionado es de tipo soporte, de inclinación autoalineable con cuatro soportes de acero y revestido de metal antifricción en el Área de trabajo (Fig. V.1.23). Los elementos que componen la aleación de dicho material en mayor porcentaje

son el estaño, antimonio, cobre y en un mínimo porcentaje el plomo.

En la Fig. V.1.23 se muestra el cojinete No. 1 de la turbina donde se ven soportes que están insertados en el anillo del cojinete. Cada soporte se ubica definitivamente, por el pasador de nivelación. Para la ubicación de cada soporte, el pasador de nivelación lo alinea con la superficie del muñón según el espaciador interior insertado en el centro del soporte, gira sobre la superficie redondeada del pasador de nivelación. El lado plano del pasador de nivelación hace contacto con los espaciadores exteriores que están esmerilados al espesor requerido para mantener el huelgo del cojinete.

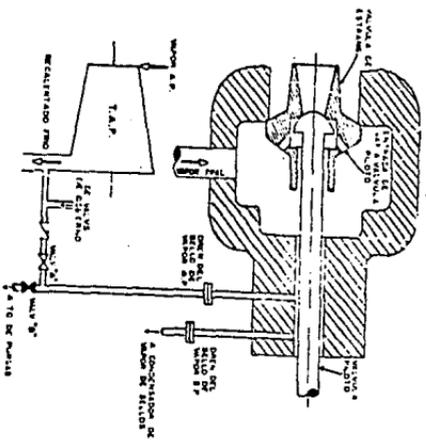
El cojinete es lubricado por medio del sistema de aceite lubricante a través de un cabezal que está ubicado en la base del pedestal; las mangueras flexibles conducen el aceite al anillo del cojinete, después este es admitido en los soportes a través de cuatro aberturas que se localizan una en cada soporte. El aceite es distribuido a lo largo de la superficie del cojinete a través de orificios provistos en cada soporte. El aceite retorna al tanque principal de almacenamiento de aceite lubricante a través de barrenos en cada soporte y de tuberías "guardas".





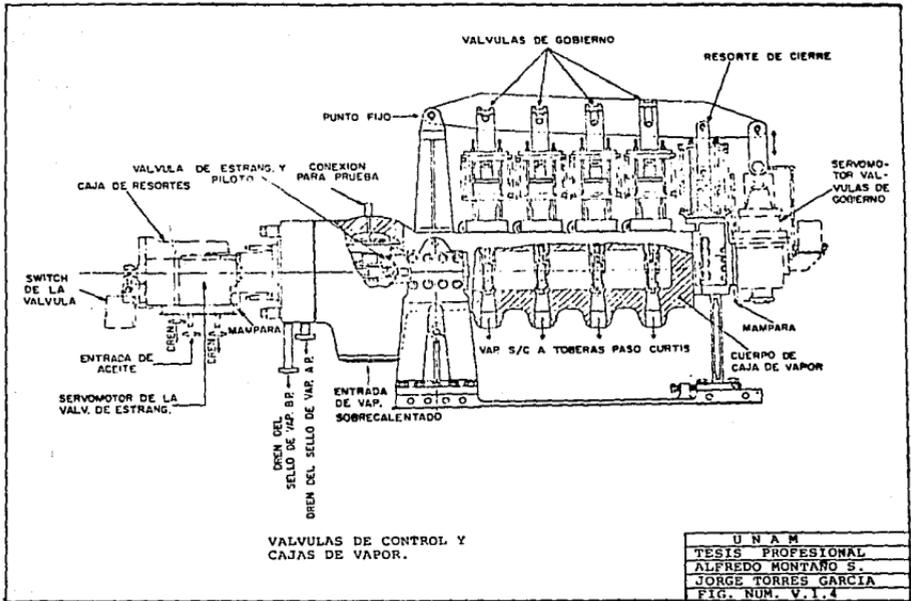
VALVULA DE ESTRANGULAMIENTO.

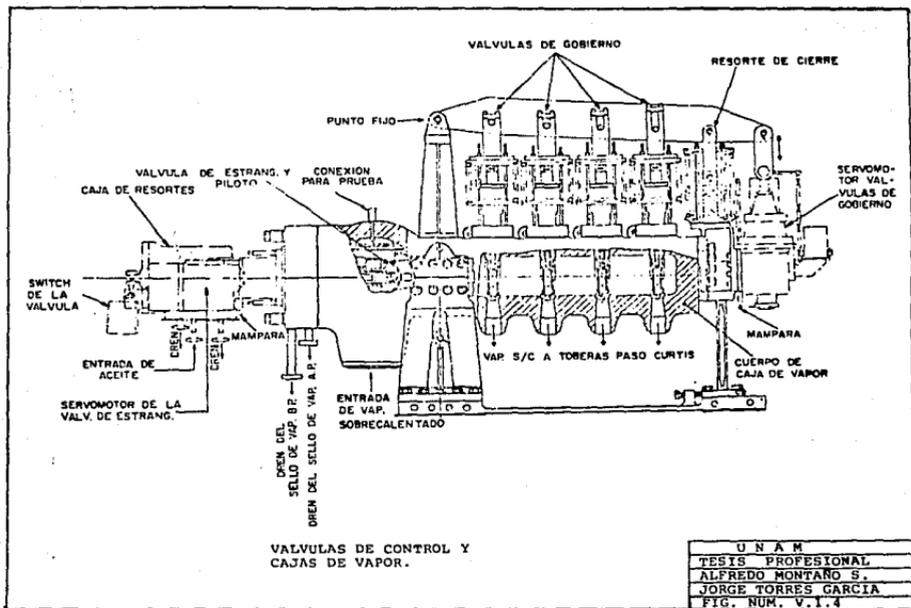
U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.1.2

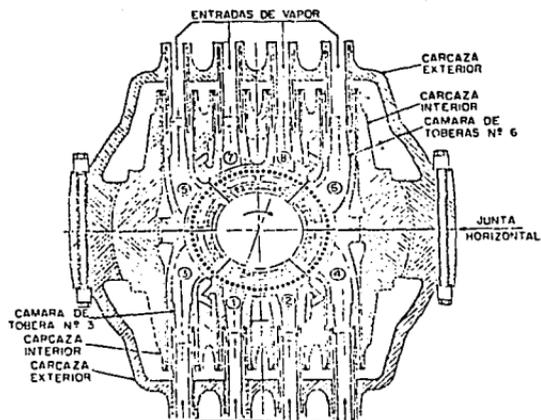


DRENES DE SELIOS DE
 VAPOR DE VALVULAS -
 DE ESTRANGULAMIENTO.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTANO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V. 1. 3







CORTE TRANSVERSAL DE CÁMARA
DE TOBERAS DEL PASO CURTIS.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCÍA
FIG. NUM. V.1.5

COMPUERTA
BINATORIA

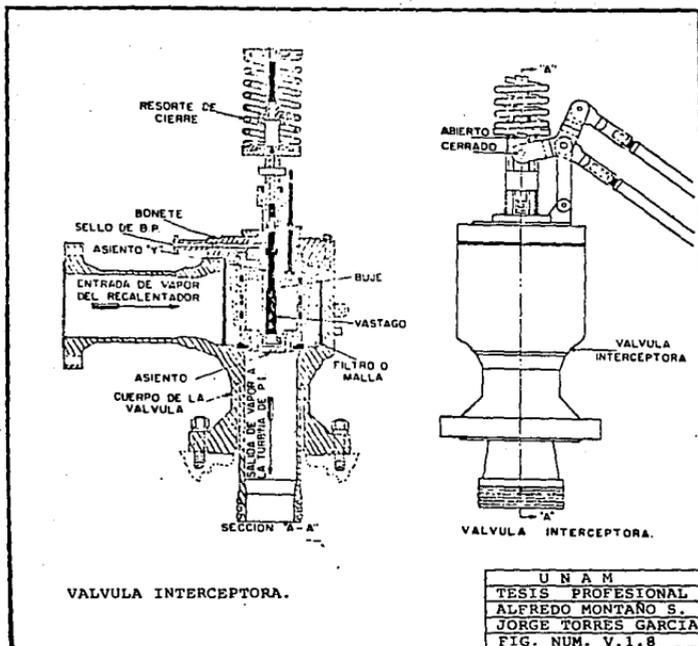
VASTAGO DE
OPERACION

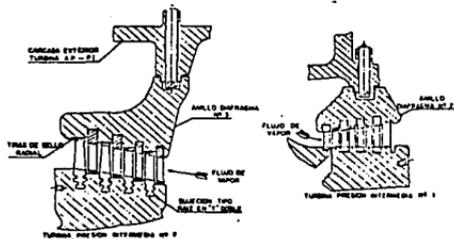
FLUJO DE VAPOR

SERVOMOTOR

VALVULA DE PARO DE RECALENTADO.

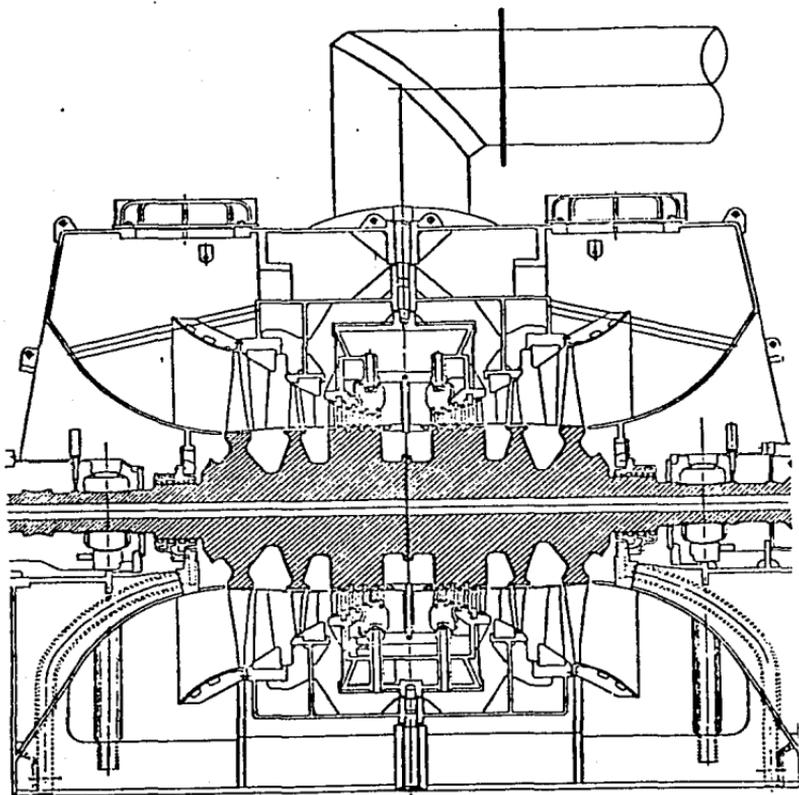
U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.1.7





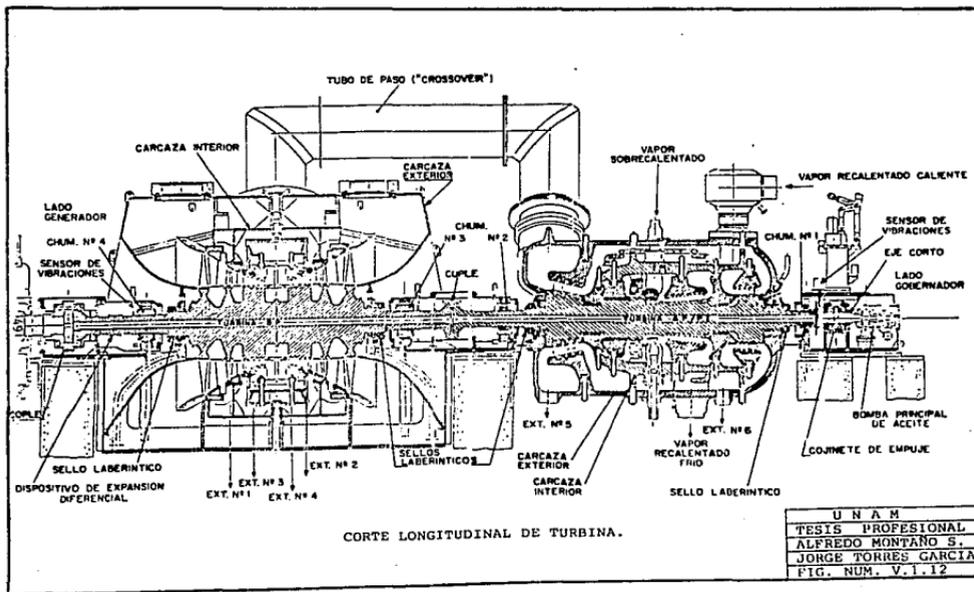
ALABES DE REACCION,
TURBINA DE PRESION
INTERMEDIA.

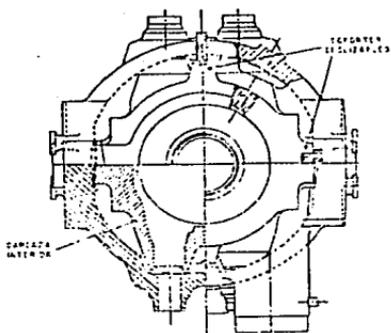
U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCÍA
FIG. NUM. V.1.9



TURBINA DE BAJA PRESION.

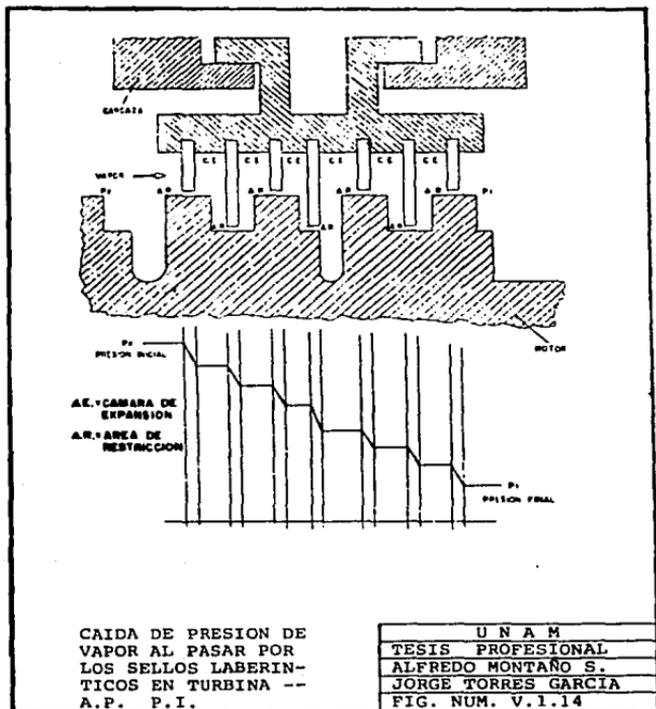
U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.1.10

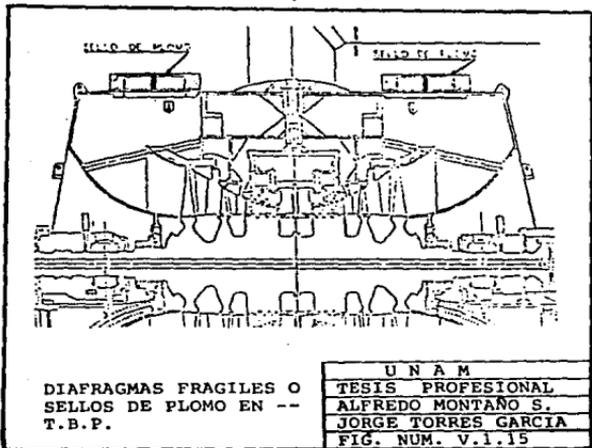


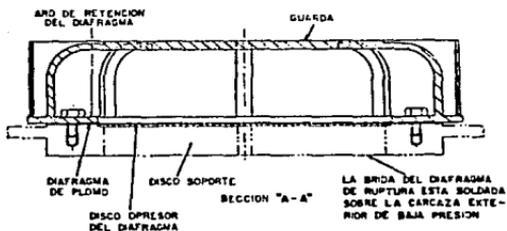
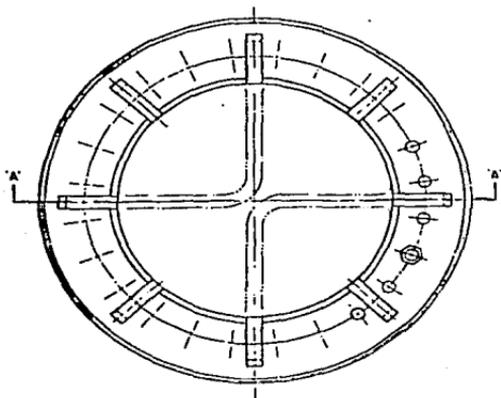


DESPLAZAMIENTO DE CARCAZA
INTERIOR CON RESPECTO A-
CARCAZA EXTERIOR.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.1.13

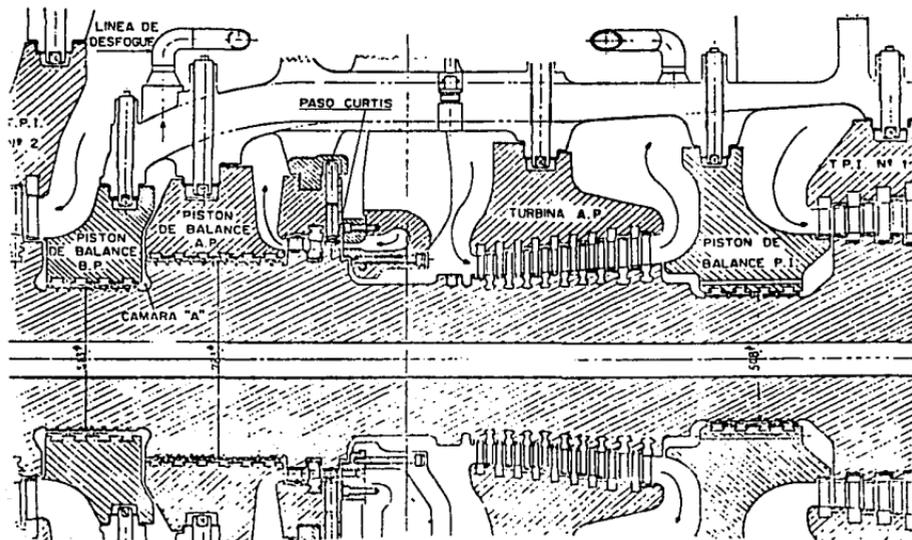






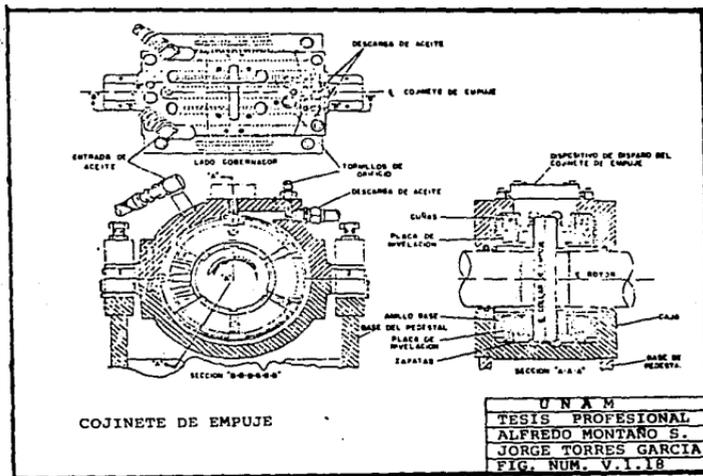
DIAFRAGMA DE RUPTURA
O SELLO DE PLOMO.

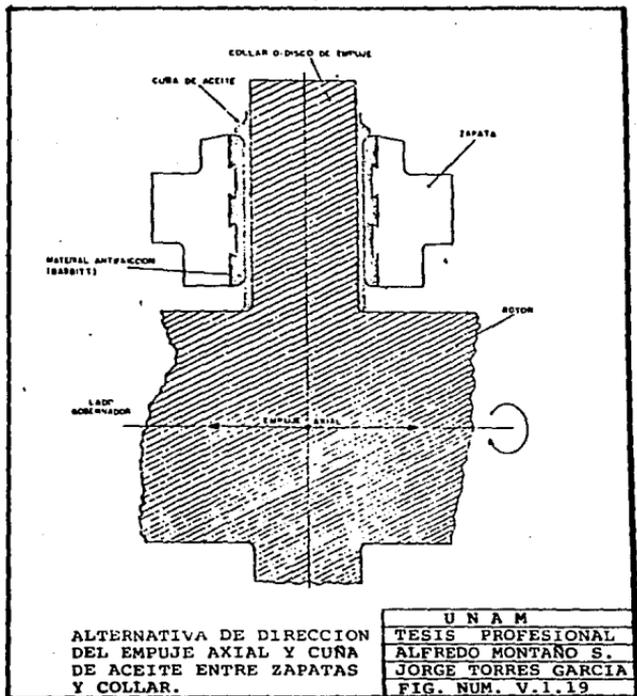
U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCÍA
FIG. NUM. V.1.16

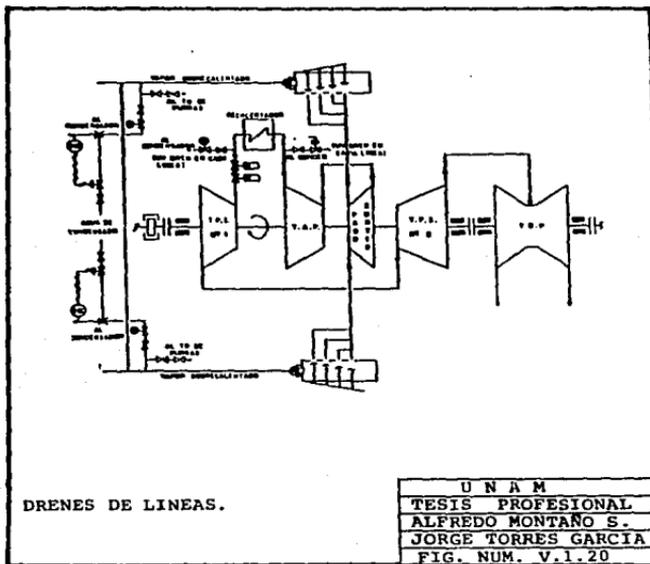


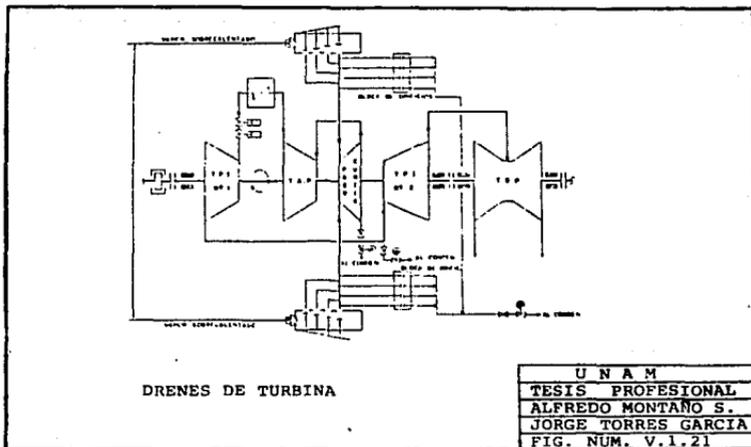
PISTONES DE BALANCE.

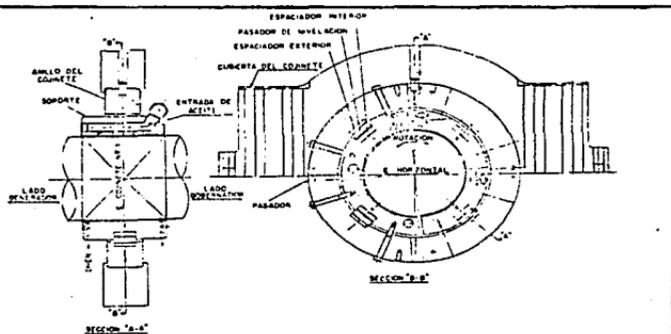
U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
FIG. NUM. V.1.17











COJINETE NUMERO 1.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.1.23

V.2 Sistema de Vapor Sobrecalentado y Recalentado

Sistema de Vapor Sobrecalentado

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.2.1.

En la actualidad, las turbinas de las plantas termoeléctricas de gran capacidad utilizan vapor de alta presión con sobrecalentamiento y recalentamiento para generar grandes potencias.

El sistema de vapor sobrecalentado y el sistema de vapor recalentado del generador de vapor dan al vapor las características requeridas por la turbina. La función de estos sistemas es incrementar la temperatura del vapor saturado y del vapor recalentado frío, para aumentar su energía y por consiguiente la eficiencia del ciclo, y para evitar problemas de erosión en la turbina.

El sistema de vapor sobrecalentado se encarga de incrementar la temperatura del vapor saturado seco, proveniente del domo, hasta que adquiere el sobrecalentamiento requerido por la turbina para su óptimo funcionamiento. Los principales componentes de este sistema son:

- Sobrecalentador
- Drenes y venteos
- Atemperadores
- Válvulas de seguridad.

Descripción del funcionamiento del sistema y equipo principal

Sobrecalentador. El sobrecalentador del generador de vapor se divide en tres secciones: El sobrecalentador de baja temperatura, el de intermedia y el de alta temperatura.

El vapor saturado seco que proviene del domo superior llega al cabezal de entrada SH1 para ser distribuido a los elementos del sobrecalentador de baja temperatura, donde principalmente por convección, los gases de la combustión le transmiten parte de su calor dándole el primer incremento de sobrecalentamiento.

El sobrecalentador de baja temperatura es una serie de tubos horizontales arreglados en forma de serpiente colgante, que se localizan entre el cabezal SH1 y el cabezal SH2.

El vapor que sale del sobrecalentador de baja temperatura es colectado en el cabezal SH2, de ahí es conducido a través de dos tuberías hasta el cabezal de entrada del sobrecalentador de temperatura intermedia SH3 (en este trayecto es donde se lleva a cabo la atemperación del vapor sobrecalentado).

Del cabezal SH3 el vapor se distribuye a los tubos del sobrecalentador de presión intermedia, estos ascienden hasta la parte superior de la caldera para luego descender y servir de soporte al sobrecalentador de alta temperatura, el cual termina en el cabezal de salida SH4. Esta sección del sobrecalentador se localiza entre el sobrecalentador de baja temperatura y el recalentador (Fig. V.2.2).

Drenes y venteos. En el sobrecalentador se dispone de dos drenes y de un venteo, los cuales son denominados de acuerdo al cabezal, donde están localizados de la siguiente manera:

- Dren del cabezal SH3.- Sirve para desalojar el posible condensado de los elementos del sobrecalentador de baja temperatura y temperatura intermedia en los arranques.
- Dren del cabezal SH4.- Garantiza un flujo de vapor a través del sobrecalentador durante el encendido del generador de vapor y el rodado de turbina, y también para controlar la presión y temperatura del vapor principal en los arranques de la unidad. Otra finalidad de este dren es la de eliminar los posibles condensados en los elementos del sobrecalentador.
- Venteo del cabezal SH4.- Se utiliza para eliminar el aire contenido en el sobrecalentador durante los arranques fríos de la unidad.
- Atemperadores. Los atemperadores tienen la función de controlar la temperatura del vapor sobrecalentado a la salida del cabezal SH4. Para esto, los atemperadores atomizan agua que proviene de la descarga de las bombas de agua de alimentación, y la introducen al flujo de vapor.

En cada una de los dos líneas que interconectan al sobrecalentador de baja temperatura con el de temperatura intermedia, se localiza un atemperador como el mostrado en la Fig. V.2.3. La localización de los atemperadores en esta sección garantiza que toda el agua de atemperación se evapore y no haya arrastres hacia la turbina.

- Válvulas de seguridad. Para proteger de sobrepresiones al sobrecalentador, éste cuenta en su cabezal de salida (SH4) con

3 válvulas de seguridad, una de las cuales es accionada magnéticamente, por lo que se le denomina electromagnética, y las otras dos son accionadas mecánicamente.

Sistema de Vapor Recalentado

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.2.4.

Este sistema se encarga de incrementar la temperatura del vapor recalentado frío que ya trabajó en la turbina de alta presión, hasta el valor que tenía antes de entrar a ella.

Los componentes de este sistema son:

- Recalentador
- Dren y venteo
- Atemperadores
- Válvulas de seguridad.

Recalentador. Al salir de la turbina de alta presión, el vapor recalentado frío es conducido por dos líneas hasta el cabezal de entrada al recalentador (RH1), pasando antes por los atemperadores.

El recalentador del generador de vapor es una serie de tubos horizontales arreglados en forma de serpentín, que inician en el cabezal de entrada RH1 y terminan en el cabezal de salida RH2. Se localiza abajo del sobrecalentador de alta temperatura (Fig. V.2.4).

El cabezal RH1 distribuye el vapor a todos los elementos del recalentador, donde por radiación principalmente, se incrementa su temperatura.

El recalentador se cataloga como de radiación, debido a que prácticamente sus elementos se encuentran a la vista del hogar, por lo que reciben una gran cantidad de calor por radiación.

Al salir el vapor del recalentador es colectado en el cabezal de salida RH2 para ser enviado a la turbina a través de dos líneas en forma de vapor recalentado caliente.

- Dren y venteos. El recalentador cuenta con un dren en su cabezal de entrada RH1 que se utiliza para eliminar el condensado, y con un venteo en su cabezal de salida RH2 el cual se usa para expulsar el aire de los elementos del recalentador.

- Atemperadores. Antes del cabezal de entrada RH1 en cada una de las dos líneas de vapor recalentado frío, se encuentra instalado un atemperador similar a los descritos en el sistema de vapor sobrecalentado (ver Fig. V.2.3). Esta localización de los atemperadores tiene la finalidad de garantizar que toda el agua se evapore y no haya arrastres hacia la turbina. Estos atemperadores se utilizan únicamente cuando la temperatura del vapor recalentado caliente es alta y no se puede controlar con los procedimientos normales de operación, ésto es, por medio de quemadores basculantes de que dispone el generador de vapor.

El agua para la atemperación del vapor recalentado se toma del paso de las bombas de agua de alimentación, y para regular el flujo se dispone de dos válvulas de control, una para cada atemperador, las cuales pueden ser accionadas por el control automático de temperatura de vapor recalentado, o manualmente desde la sala de control.

- Válvulas de seguridad. Para proteger de sobrepresiones al recalentador, éste cuenta con seis válvulas de seguridad accionadas mecánicamente; cuatro en el cabezal de entrada RH1 y dos en el cabezal de salida RH2.

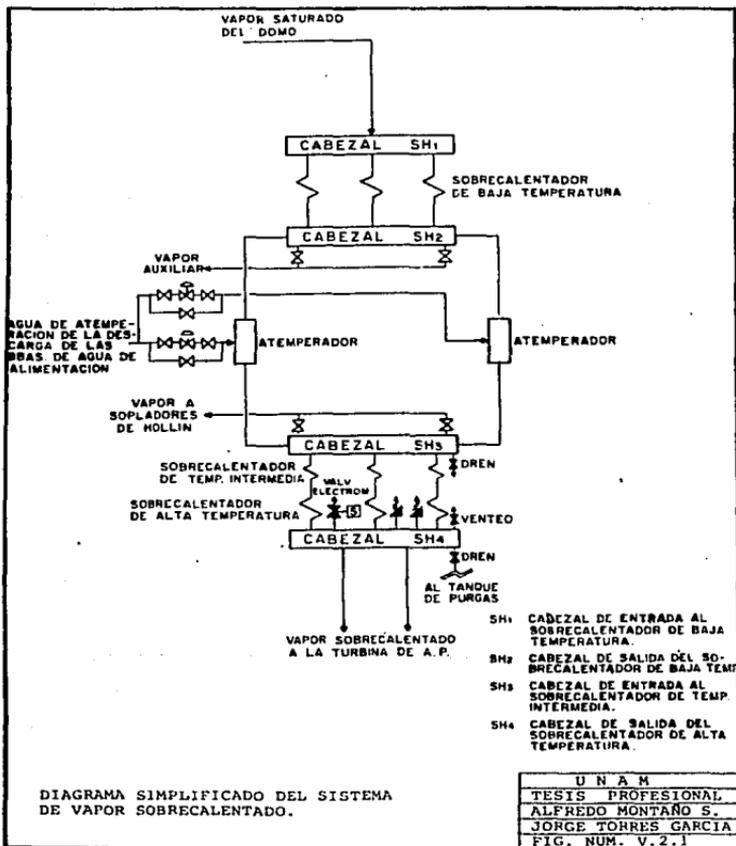
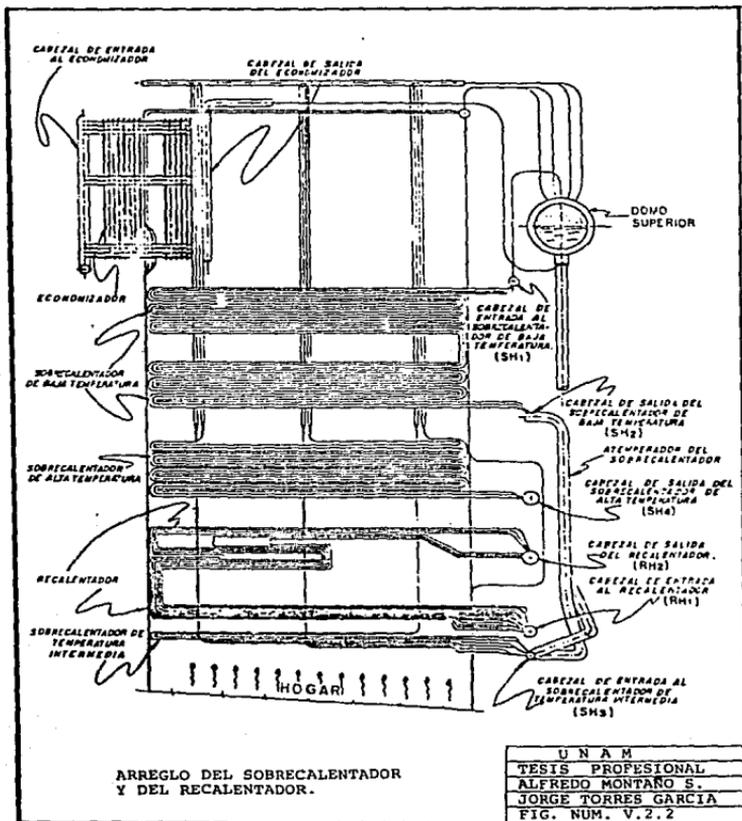


DIAGRAMA SIMPLIFICADO DEL SISTEMA DE VAPOR SOBRECALENTADO.



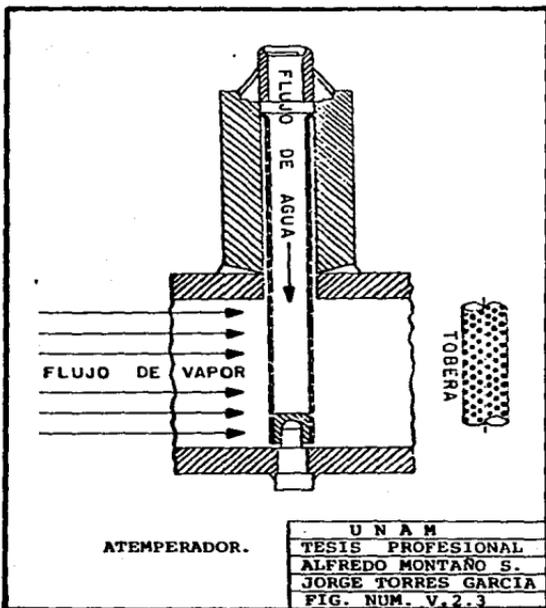
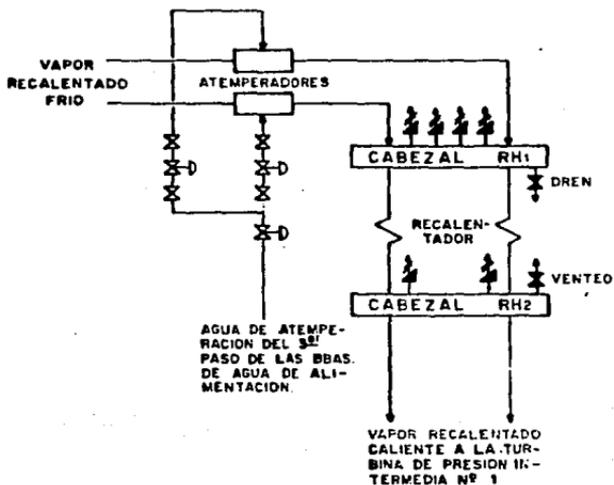


DIAGRAMA SIMPLIFICADO DEL SISTEMA DE VAPOR RECALENTADO.

RH1 - CABEZAL DE ENTRADA AL RECALENTADOR.

RH2 - CABEZAL DE SALIDA DEL RECALENTADOR.



U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.2.4

V.3 Sistema de Vapor Auxiliar

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.3.1.

El sistema de vapor auxiliar es sencillo y cuenta con poco equipo, pero el buen funcionamiento de este sistema repercute en el equipo principal, que es al que suministra vapor con ciertas características de presión y temperatura.

El equipo al cual proporciona vapor este sistema, es el siguiente:

- Calentadores aire vapor
- Eyectores
- Deaerador
- Vapor de atomización
- Generador vapor/vapor
- Planta de tratamiento de agua
- Estación de lavado ácido.

A continuación se describe en forma breve el equipo principal del sistema auxiliar de vapor, así como su funcionamiento.

- Estación reductora de presión. El vapor auxiliar se toma del cabezal de salida del sobrecalentador primario por medio de dos líneas que posteriormente se unen en una, de ahí es conducido a la estación reductora de presión, la cual está compuesta de dos válvulas de control en paralelo, una de flujo máximo y otra de flujo mínimo, con sus respectivas válvulas de bloqueo. La estación reductora tiene por objeto reducir la presión del vapor que viene del sobrecalentador, a un valor determinado, con esta presión reducida el vapor va a dar al cabezal de vapor auxiliar.
- Cabezal de vapor auxiliar. La alimentación a este cabezal viene a través de la línea de la estación reductora; en esta línea hay dos válvulas de seguridad, una válvula de no retorno, indicadores de presión y temperatura locales, transmisores de presión, temperatura y flujo que envían su señal a la consola de control, también se tiene un interruptor de baja presión que al accionar energiza una alarma de baja presión en el tablero de registros.

El cabezal de vapor está formado por una línea, de la cual se tienen varias derivaciones que alimentan con vapor a los siguientes servicios:

- Atomización
- Deareador
- Eyectores (arranque y servicio)
- Estación de tratamiento de agua
- Generador vapor/vapor

Generador vapor/vapor (Fig. V.3.2). Este generador proporciona vapor para calentar el combustible, para hacerlo más fluido, y así, más fácil de transportar.

Por medio de una línea que proviene del cabezal, el vapor es introducido al interior del generador vapor/vapor para que ceda su calor y vaporice el agua que se encuentra alrededor de los tubos que conducen el combustible. El generador vapor/vapor es un intercambiador de calor que no está sujeto a fuego, consta de un tanque cilíndrico horizontal de metal, en cuyo interior hay un banco de tubos en forma de 'U'. El vapor auxiliar es alimentado al generador con una línea que proviene del cabezal antes descrito, a través de un cuadro de regulación, el cual responde a la señal de presión del vapor secundario, esta línea de alimentación cuenta con dispositivos que indican y controlan la presión, la temperatura y los niveles, tanto estos dispositivos como los de las alarmas van a dar a la sala de control.

- Cabezal de vapor auxiliar. El suministro de vapor de este cabezal viene del generador vapor/vapor. A la salida del cabezal hay una válvula de suministro y en paralelo a ésta hay un orificio con su válvula de bloqueo que sirve en un arranque para el calentamiento de la línea y del cabezal, donde se hallan las alimentaciones de los siguientes equipos:
 - Calentadores de alta presión del combustible
 - Calentador del tanque de almacenamiento
 - Calentador del tanque de día
 - Sistema de descarga del combustible
 - Estación de vapor de venas de calentamiento
 - Planta de agua desmineralizada
 - Tanque de almacenamiento de cáustica
 - Tanque receptor de condensado.

El vapor primario que ya cedió su calor en el generador vapor/vapor, pasa como condensado a este tanque; a la salida, este condensado se envía para recuperar el nivel del generador vapor/vapor, el excedente va a dar al deareador por medio de válvulas de control accionadas por controladores de nivel. Este tanque es cilíndrico, vertical, metálico y está provisto de control e indicador de nivel, dren, venteo y alarmas por

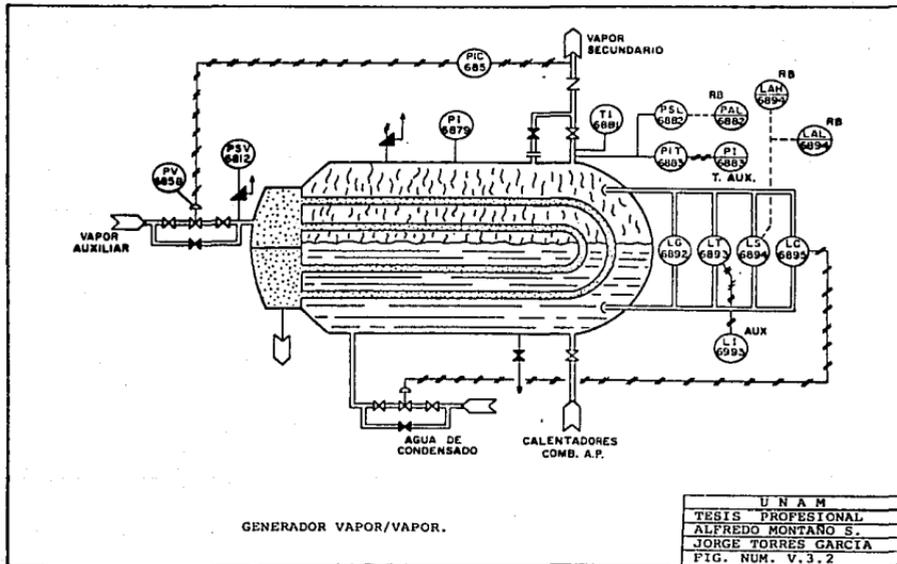
alto y bajo nivel.

- Unidad de retorno de condensado. El excedente del condensado de los calentadores de alta presión que no se suministra al generador vapor/vapor, va a la unidad de retorno de condensado. Esta unidad está formada por un tanque cilíndrico horizontal metálico y dos bombas centrífugas. El objetivo de esta unidad (incluyendo el antes mencionado), es recuperar el condensado del vapor de calentamiento de los siguientes equipos:
 - Calentador del tanque de día
 - Calentador del tanque de almacenamiento
 - Venas de calentamiento
 - Tanque de almacenamiento de sosa cáustica
 - Planta de agua desmineralizada

El condensado recuperado se regresa al lado secundario del generador vapor/vapor por medio de bombeo y del accionamiento de una válvula controladora de nivel.

- Estación de vapor para venas de calentamiento. Esta estación tiene como objetivo suministrar vapor a una presión considerable, a las tuberías de combustóleo (por medio de líneas de diámetro pequeño), con el fin de que el combustible que circula en su interior no se enfríe.

Las venas están dispuestas en forma paralela o en espiral entre la superficie de la tubería y el material aislante. A un determinado tramo, estas venas tienen una trampa de vapor con sus válvulas de bloqueo y desvío, con el objeto de drenar el condensado, enviándolo hacia la unidad de retorno de condensado para la recuperación de éste.



V.4 Sistema de Condensado

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.4.1.

Las funciones principales de este sistema son: Extraer el agua de condensado del pozo caliente del condensador para enviarlo a través de la bomba del condensado al desgasificador, suministrar agua de repuesto al ciclo o enviar los excedentes de agua de condensado al tanque de almacenamiento de condensado para mantener el nivel normal de agua en el pozo caliente del condensador principal, ayudar a mantener el vacío para lograr la continuación de servicio en la unidad.

Entre las funciones auxiliares del sistema de condensado se pueden contar las siguientes: Suministro de agua de condensado para sellos, atemperaciones y llenado inicial a diferentes equipos o sistemas del ciclo, la regeneración parcial del ciclo de vapor al calentarse el agua de condensado en los diferentes intercambiadores de calor con los que se encuentra en su trayectoria hacia el desgasificador.

Descripción del funcionamiento del sistema y de los equipos principales

Condensador principal. El condensador principal está localizado justo abajo de la turbina de baja presión, unido herméticamente a ella por una junta de expansión y apoyado en la parte inferior con soportes rígidos. Esta disposición de los equipos se debe a que el vapor que trabajó en la turbina de baja presión se dirige a través del cuello de escape a los tubos del condensador principal para condensarse y formar el vacío al reducirse notablemente su volumen. La junta de expansión sirve para compensar o absorber las dilataciones y contracciones térmicas de la turbina y del condensador.

En esta sección se describirá específicamente un condensador principal de tipo superficie, donde el contacto y transmisión de calor es a través de una superficie, la cual viene siendo los tubos del condensador, por los cuales circula el agua de enfriamiento, y por la parte exterior el vapor baña los tubos, provocándose con ello el intercambio de calor y la saturación del vapor a una temperatura determinada.

Existen dos clases de condensadores de superficie: de un paso y de dos pasos; en los de un paso el tubo es recto y en los de dos pasos el tubo es en forma de "U". Los de un paso se

utilizan en centrales de tipo abierto y los de dos pasos en centrales de tipo cerrado.

Unicamente y para propósitos de esta tesis, se hará mención a condensadores para centrales de tipo cerrado (dos pasos).

En la Fig. V.4.2 de acuerdo a la distribución de los tubos tenemos un arreglo tipo delta.

En la parte inferior del condensador hay una área de recepción y acumulación de condensado llamada pozo caliente. Este pozo caliente tiene una salida que sirve de succión para las bombas de condensado y otra que sirve como dren.

Las funciones principales del condensador, son: Formar el vacío con la condensación del vapor de escape de la turbina de baja presión y con la evacuación del aire y de los gases incondensables hacia la atmósfera; además, acumular el condensado en el pozo caliente.

Las ventajas más relevantes de los condensadores de superficie son:

- Recuperación del condensado para utilizarlo como agua de alimentación en el generador de vapor
- Disminución de la presión de escape de la turbina para aumentar la energía utilizable
- Evacuación por desgasificación del mayor porcentaje de aire y gases incondensables, aproximadamente el 89% del total.

En el condensador se recibe principalmente el condensado del vapor de la turbina y de diferentes sistemas de drenes y de derrames, de los cuales a continuación se mencionan los más importantes:

- Drenes de emergencia de los calentadores de alta presión
- Drenes normales y de emergencia de los calentadores de baja presión
- Drenes de las líneas principales de vapor (sobrecalentado, recalentado, frío y caliente)
- Drenes de turbina (del bloque de orificios, del paso cortis y de la carcasa)
- Dren del regulador de vapor de sellos
- Dren de los calentadores de aire a vapor
- Cabezal de drenes lado turbina, de extracciones
- Cabezal de drenes lado calentadores, de extracciones
- Cabezal de drenes misceláneos
- Dren del condensador de vapor de sellos

- Derrame del tanque de oscilación
- Llenado rápido del pozo caliente
- Recirculación de flujo mínimo de las bombas de condensado
- Repuesto de condensado
- Llegada del tanque colector de agua de sellos de las bombas de agua de alimentación
- Venteo del primer paso de bombas de condensado
- Dren de condensado del vapor de eyectores.

El condensador cuenta con un sistema de control de nivel del pozo caliente con el cual puede mantener el nivel normal en cambios y rechazos de carga, así como en operación normal.

Las válvulas de repuesto de condensado abren respondiendo a una señal de bajo nivel para suministrar agua de repuesto del tanque de condensado al pozo caliente.

La válvula de retorno de condensado abre a una señal de alto nivel para retornar el excedente del agua del pozo caliente al tanque de repuesto del condensado, aprovechando la presión de descarga de la bomba de condensado. Mientras abre la válvula de repuesto de condensado, la válvula de retorno de condensado permanece cerrada y viceversa.

El condensador principal cuenta con las alarmas siguientes:

- Pozo caliente bajo nivel
- Pozo caliente alto nivel
- Condensador vacío bajo
- Válvula rompedora de vacío condensador sobrecarga.

Tanque de repuesto de condensado (tanque de almacenamiento de condensado). Este tanque es cilíndrico vertical con techo cónico, construido con láminas de acero soldadas entre sí, con una capacidad suficiente como para abastecer la unidad a máxima carga por un período de cinco días en operación normal. Cuenta con venteo, derrame, dren, indicador de nivel y alarma de nivel bajo.

El tanque de condensado, suministrará o recibirá flujo de agua de condensado dependiendo del bajo o alto nivel que se tenga en el pozo caliente.

Cuando hay un alto nivel en el pozo caliente el excedente de agua del condensador va hacia el tanque, y este mismo tanque suministra el agua de repuesto al ciclo para mantener nivel normal en el pozo caliente (el agua de repuesto es el equivalente a todas las pérdidas de vapor y agua del ciclo, se considera el

3' aproximadamente del flujo de vapor principal). Este tanque recibe el suministro de agua del tanque de agua desmineralizada o en su defecto de la planta desmineralizadora, para recuperar y mantener su nivel normal.

Bombas de condensado. El agua de condensado acumulada en el pozo caliente se desfoga por una sola línea, la cual se divide en dos para formar el cabezal de succión de cada una de las bombas de condensado. Las bombas de condensado son dos y están en paralelo, se encuentran unidas al condensador por una tubería de diámetro exterior de aproximadamente 20 pulgadas, la línea bifurcada en dos mencionada al principio, en cada línea se encuentra: una válvula manual de compuerta, un carrete para montaje de filtro cónico temporal / una junta de expansión que termina en la succión de la bomba de condensado respectiva (Fig. V.4.3).

Las bombas de condensado son centrífugas verticales, tipo barril de 5 pasos tal como se muestra en la Fig. V.4.4, accionadas por motor eléctrico. Cada bomba es de 100% de capacidad.

En la línea de descarga de cada bomba de condensado se cuenta con dos válvulas, una de no retorno que sirve para evitar que gire en sentido inverso y otra de compuerta que funciona como un bloqueo manual.

La función principal de la bomba de condensado es extraer el agua de condensado del pozo caliente para enviarlo al desgasificador a través del siguiente equipo:

- Condensador de vapor de sellos
- Banco de eyectores
- Calentadores Nos. 1, 2, 3 y 4.

En el recorrido de agua de condensado hasta el desgasificador ocurre un proceso regenerativo para que el agua llegue a este equipo con una alta temperatura, el proceso regenerativo es cuando se toma el calor del vapor para calentar el agua de condensado o de alimentación.

Siguiendo la trayectoria de la línea de condensado se llega a un punto donde se divide en tres líneas (ver diagrama simplificado y Fig. V.4.5, condensador de vapor de sellos), una que va al condensador vapor de sellos, otra que va al banco de eyectores, y la otra que sirve como deslío común de estos equipos. El condensador de vapor de sellos y el banco de eyectores están en conexión paralela lado agua.

Condensador de vapor de sellos. Está es un intercambiador de calor pequeño, tipo superficie, vapor/agua, de tubos rectos de un paso lado agua. Por el interior de los tubos circula el agua de condensado y por el exterior el vapor. Cuenta con válvula de seguridad, drenes, venteos y nivel de cristal lado agua.

El objetivo de este condensador es mantener en él, una presión ligeramente menor a la atmosférica para que el vapor a la salida de los sellos laberínticos (en los extremos de las carcazas), y el vapor de sellos de los vóstagos de las válvulas de la turbina, fluya hacia él para que se condense y así recuperarlo, el vapor de sellos es admitido en la sección de condensación, este pasa entre los tubos hasta condensarse. Mientras que el vapor condensado se regresa al condensador principal por medio de un dren a través de una trampa de vapor (Fig. V.4.5). Los incondensables son expulsados a la atmósfera por medio de uno de los dos ventiladores que se encuentran instalados sobre el condensador de vapor de sellos.

Cuando está en operación el condensador de vapor de sellos es necesario revisar periódicamente su nivel, ya que un nivel alto provocaría un disparo por sobrecarga en los ventiladores (exhaustores), con lo cual habría una sobrepresión en los sellos de la turbina y el riesgo de retorno de condensado a los exhaustores. Mientras que un nivel bajo provocaría que se pierda el espejo de agua en el condensador de vapor de sellos y por lo tanto, la pérdida de vacío en el condensador principal.

Eyectores de aire. Los eyectores son bombas de vacío en las que se realiza la succión y la expulsión de la mezcla de aire y gases incondensables del condensador. En el presente tema solo se mencionarán los eyectores tipo chorro de vapor (estos utilizan el flujo de vapor a alta velocidad, para succionar el aire y gases del condensador), ya que este tipo de eyectores es el más difundido y utilizado en las unidades generadoras que operan con un vacío alto y continuo en el condensador principal, algunas de las ventajas que se obtienen con el uso de estos eyectores son: compactividad, efectividad y rapidez en el servicio.

Eyector de arranque. La función de este eyector es hacer el vacío necesario para rodar la turbina en arranques o para mantenerlo dentro del rango normal de operación de la unidad, la condición de vacío se logra extrayendo el aire del condensador con el eyector.

El eyector de arranque es de un paso (Fig. V.4.6), su funcionamiento se basa en el suministro de vapor a una tobera que descarga un chorro de vapor a la cámara de succión, la cual se

Condensador de vapor de sellos. Este es un intercambiador de calor pequeño, tipo superficie, vapor/agua, de tubos rectos de un paso lado agua. Por el interior de los tubos circula el agua de condensado y por el exterior el vapor. Cuenta con válvula de seguridad, drenes, venteos y nivel de cristal lado agua.

El objetivo de este condensador es mantener en él, una presión ligeramente menor a la atmosférica para que el vapor a la salida de los sellos laberínticos (en los extremos de las carcizas), y el vapor de sellos de los vástagos de las válvulas de la turbina, fluya hacia él para que se condense y así recuperarlo, el vapor de sellos es admitido en la sección de condensación, este pasa entre los tubos hasta condensarse. Mientras que el vapor condensado se regresa al condensador principal por medio de un dren a través de una trampa de vapor (Fig. V.4.5). Los incondensables son expulsados a la atmósfera por medio de uno de los dos ventiladores que se encuentran instalados sobre el condensador de vapor de sellos.

Cuando está en operación el condensador de vapor de sellos es necesario revisar periódicamente su nivel, ya que un nivel alto provocaría un disparo por sobrecarga en los ventiladores (exhaustores), con lo cual habría una sobrepresión en los sellos de la turbina y el riesgo de retorno de condensado a los exhaustores. Mientras que un nivel bajo provocaría que se pierda el espejo de agua en el condensador de vapor de sellos y por lo tanto, la pérdida de vacío en el condensador principal.

Eyectores de aire. Los eyectores son bombas de vacío en las que se realiza la succión y la expulsión de la mezcla de aire y gases incondensables del condensador. En el presente tema solo se mencionarán los eyectores tipo chorro de vapor (estos utilizan el flujo de vapor a alta velocidad, para succionar el aire y gases del condensador), ya que este tipo de eyectores es el más difundido y utilizado en las unidades generadoras que operan con un vacío alto y continuo en el condensador principal, algunas de las ventajas que se obtienen con el uso de estos eyectores son: compactividad, efectividad y rapidez en el servicio.

Eyector de arranque. La función de este eyector es hacer el vacío necesario para rodar la turbina en arranques o para mantenerlo dentro del rango normal de operación de la unidad, la condición de vacío se logra extrayendo el aire del condensador con el eyector.

El eyector de arranque es de un paso (Fig. V.4.6), su funcionamiento se basa en el suministro de vapor a una tobera que descarga un chorro de vapor a la cámara de succión, la cual se

ure con una tubería al condensador. En dicha cámara se efectúa la succión del aire y de los gases incondensables arrastrados por el vacío y la alta velocidad provocada por la caída de presión del chorro de vapor.

Banco de eyectores. Con el propósito de tener un vacío con un mínimo de pérdidas de vapor se utiliza un juego de eyectores compuesto por el eyector primario y el eyector secundario (Fig. V.4.7). A cada eyector se le suministra por separado vapor de auxiliares, que viene de una línea común. La descarga del eyector primario y secundario va al intercondensador[†] y al postcondensador** respectivamente para condensar el vapor de la mezcla de incondensables, acumularlo y enviarlo a través de sus drenes correspondientes a la parte más baja del condensador principal, esto último es a fin de facilitar el trabajo de los eyectores y de reducir al mínimo las pérdidas de vapor.

De los dos juegos de eyectores, uno está en servicio para cualquier carga de la unidad, y el otro sirve de reserva. Como respaldo se tiene el eyector de arranque (Fig. V.4.8).

* El intercondensador es un calentador de agua tipo superficie de tres pasos lado agua. Por el interior de los tubos pasa el flujo de agua de condensado y por el exterior recircula la mezcla de vapor y gases del eyector primario.

** El postcondensador es un calentador de agua tipo superficie de un paso lado agua. Recibe la mezcla de vapor con incondensables de la descarga del eyector secundario.

Calentadores de baja presión. Son cuatro intercambiadores de calor del tipo superficie (vapor/agua), el No. 1 y 2 tienen tubos rectos y están empotrados en el condensador principal cerca del escape de la turbina de baja presión, el No. 3 y 4 tienen tubos en forma de 'U', de dos pasos lado agua, estos se encuentran fuera de la casa de máquinas, abajo del desgaseificador.

Estos intercambiadores cuentan con una zona de condensación y una de subenfriamiento. En la zona de subenfriamiento hay menor temperatura en el condensado porque está más fría el agua que pasa por sus tubos.

Se les llama calentadores de baja presión porque se les alimenta con las extracciones de la turbina de baja presión.

En los calentadores de baja presión el agua de condensado circula por el interior de los tubos y el vapor de la extracción

por el exterior. Cuenta con venteos para extraer los gases, evitando con ello que se formen películas de aire alrededor de los tubos y que disminuya la transmisión de calor, los gases son descargados al condensador principal.

Cada uno de los venteos cuenta con dos líneas de drenaje equipadas con su respectiva válvula de control; una de estas válvulas se encarga de mantener el nivel del agua condensada en su valor normal de operación, descarga su dren en cascada al calentador inferior inmediato (el de menor presión), y así sucesivamente hasta que el último dren del último calentador descarga al condensador principal; la otra válvula empieza a operar cuando la primera válvula no es suficiente y el nivel tiende a subir más de lo normal. Cada calentador tiene esta segunda válvula de dren, la cual descarga en forma individual hacia el condensador principal; a este dren se le llama dren de emergencia.

A continuación la Fig. V.4.9 representa a uno de los calentadores de agua de baja presión.

Desgasificador. El desgasificador es un intercambiador de calor tipo mezcla (el vapor hace contacto directo con el agua), que calienta el agua de condensado a la temperatura de saturación del vapor de calentamiento correspondiente a la presión de servicio.

El tanque desgasificador está constituido por un cuerpo cilíndrico horizontal de lámina de acero soldada, cerrado en sus extremos por tapas abombadas.

El desgasificador está localizado fuera de la casa de máquinas a una altura aproximada de 21 a 25 metros sobre el cabezal de succión de las bombas de agua de alimentación, con el propósito de suministrar la carga neta positiva de succión (NPSH) requerida por las mismas.

El condensado que procede del calentador No. 4 entra al desgasificador por la parte superior, inundando la cámara de agua de este equipo. El agua pasa por las válvulas de atomización fluyendo hacia la parte inferior, donde se mezcla con vapor ascendente. Este vapor, que entra al desgasificador por la parte inferior, se expande horizontalmente y asciende mezclándose con el condensado descendente; al contacto con el agua el vapor arrastra los gases no condensables y los transporta hacia el condensador de venteos, donde el vapor es condensado y los gases venteados a la atmósfera.

El condensado que sale del desgasificador se deposita en un

tanque de oscilación, desde donde es succionado por las bombas de agua de alimentación.

Se utilizan dos procedimientos de desgasificación: El químico y el físico, este último (procedimiento físico o por evaporación) es el procedimiento básico actual utilizado en las centrales térmicas. Comparado con el procedimiento químico, presenta la ventaja de que separa, no solamente el agua del oxígeno, sino también de los otros gases disueltos en el agua, y particularmente el dióxido de carbono (CO₂) que es muy nocivo. Este procedimiento se realiza en el desgasificador descrito (Fig. V.4.10).

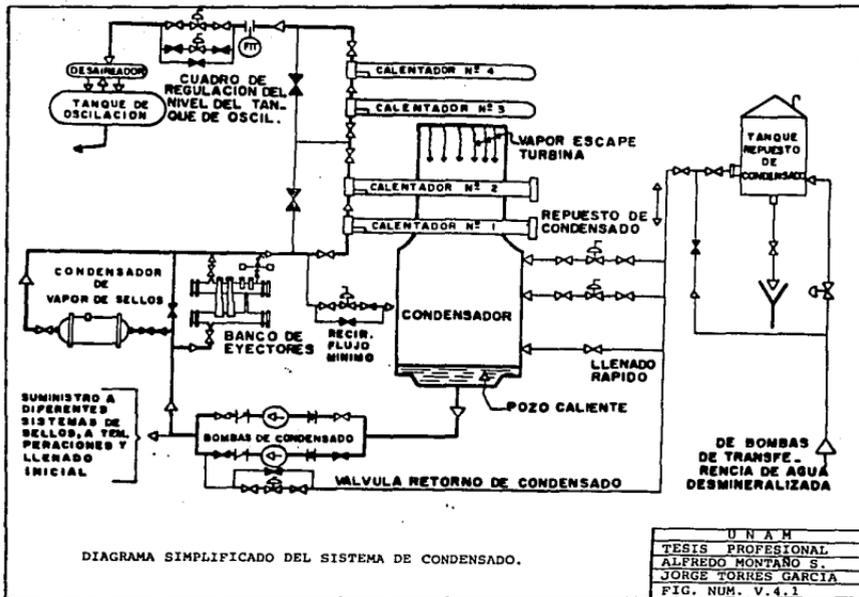
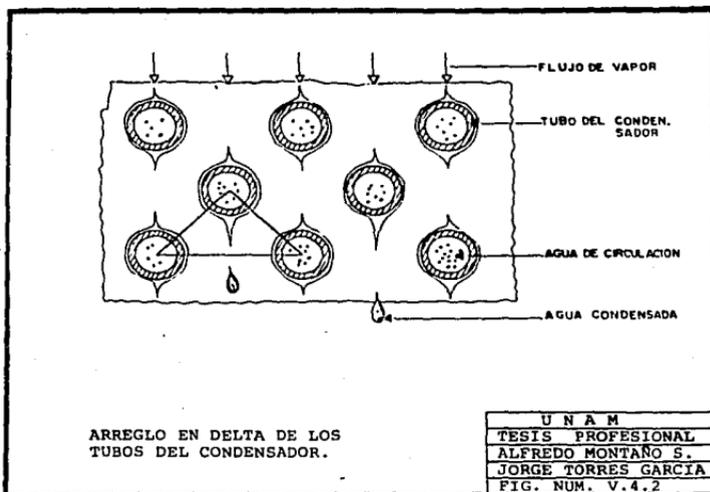
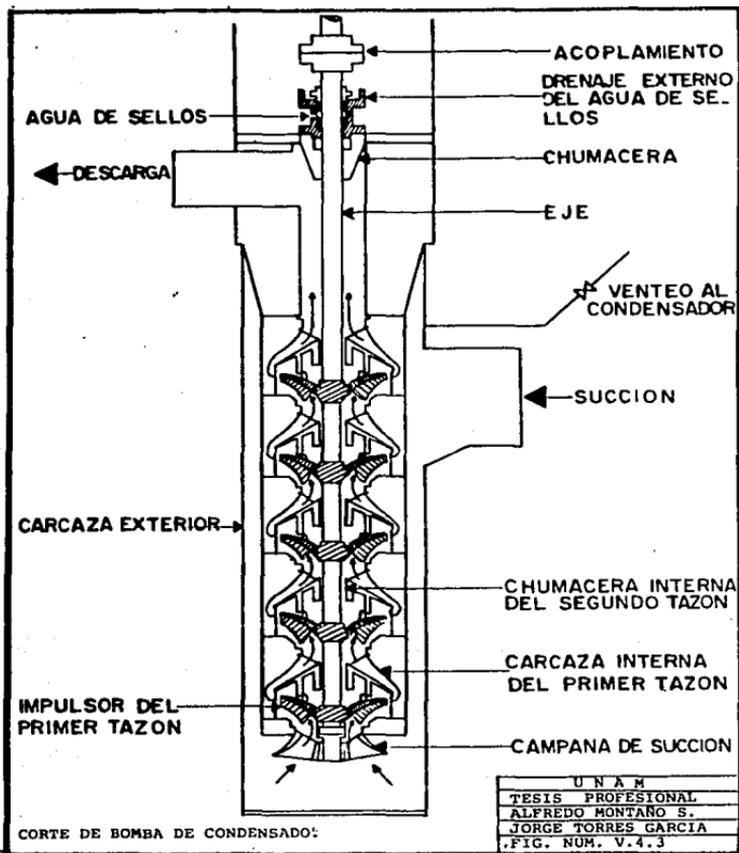
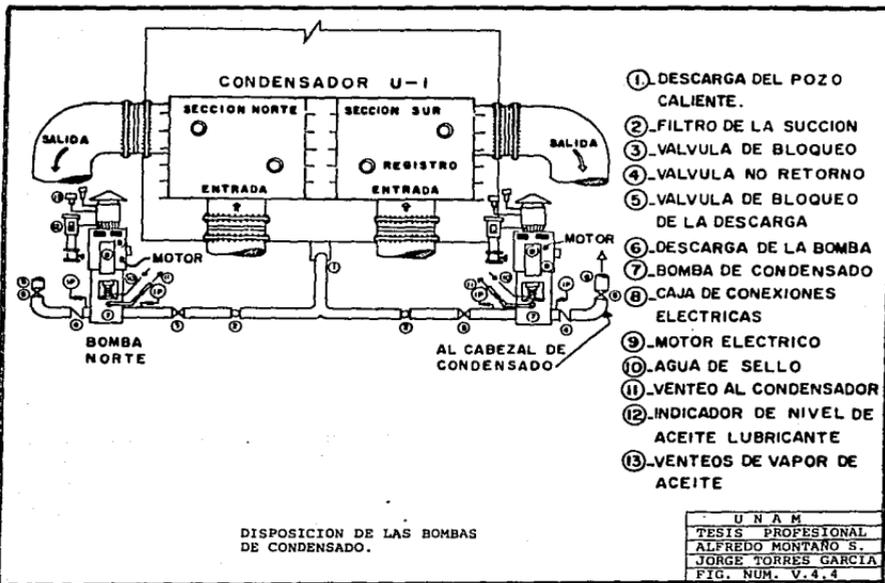


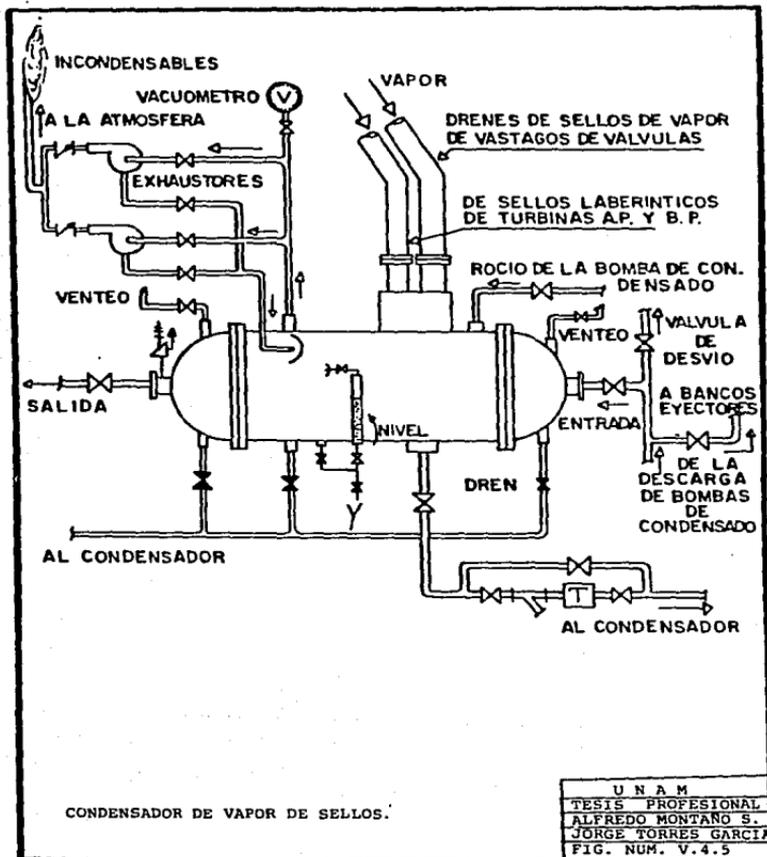
DIAGRAMA SIMPLIFICADO DEL SISTEMA DE CONDENSADO.

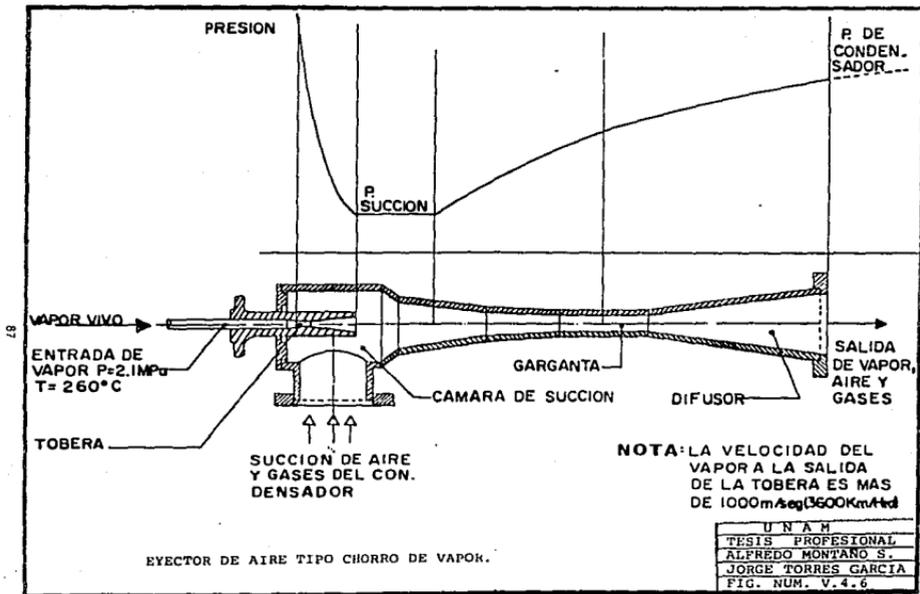
U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.4.1

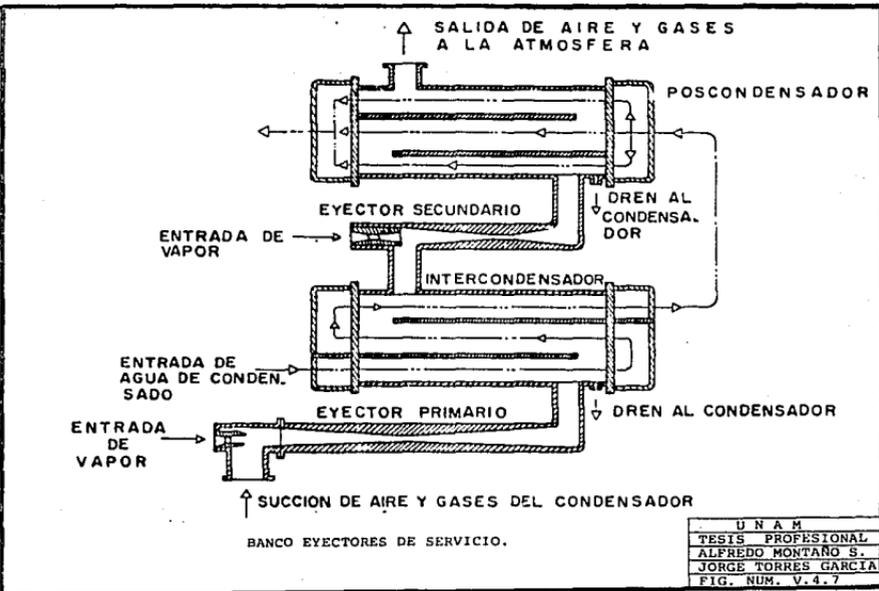


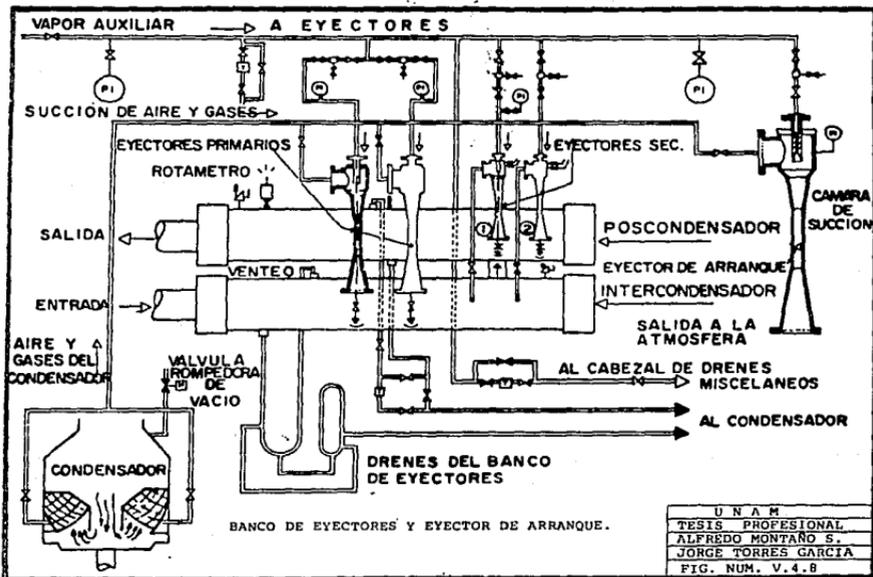


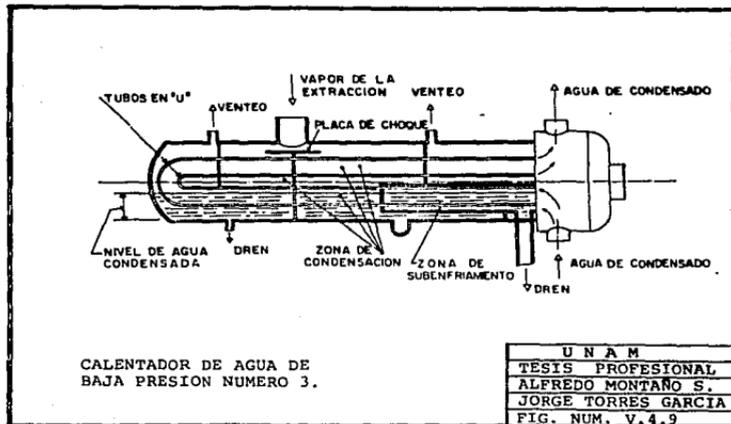


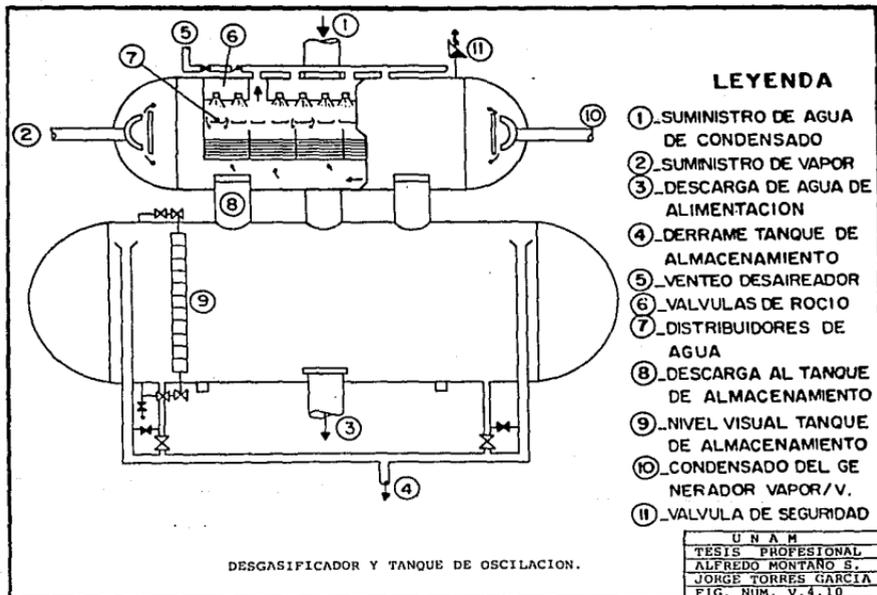












4.5 Sistema de Agua de Alimentación

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. 4.5.1.

Debido a las funciones que desempeña, este sistema es de vital importancia para la operación de la unidad, ya que proporciona el agua a la caldera (en las condiciones requeridas de flujo y presión), para mantener el nivel normal en el domo, además se incrementa la temperatura del agua que pasa a través de los calentadores de alta presión por el intercambio de calor que realiza con el vapor de las extracciones de la turbina, con esto la eficiencia del ciclo se incrementa.

El sistema de agua de alimentación también proporciona el agua que se utiliza en las atemperaciones del vapor sobrecalentado y recalentado para el control de la temperatura de vapor.

Este sistema comprende desde el tanque de oscilación del desgasificador hasta la entrada al economizador, siendo su principal equipo, el siguiente:

- Tanque de oscilación del desgasificador
- Bombas de agua de alimentación, sus sistemas y equipos auxiliares
- Calentadores de alta presión.

Descripción del funcionamiento del sistema y equipo principal

- Tanque de oscilación del desgasificador. El sistema de agua de alimentación se inicia en el tanque de oscilación del desgasificador en donde el agua es almacenada y desciende por la acción de la gravedad hacia la succión de las bombas de alimentación. El tanque está dispuesto en forma horizontal, sirve para almacenar el agua de alimentación que proviene del desgasificador, al cual se encuentra unido por dos líneas de descarga y dos líneas igualadoras de presión, también recibe las descargas de las líneas de recirculación mínima de cada una de las bombas de agua de alimentación.

En función de la capacidad del tanque de oscilación y a su disposición respecto al piso, dicho tanque proporciona el suministro y la altura de succión positiva necesaria en el punto de entrada de las bombas de agua de alimentación, para lograr así una operación confiable. Dispone de una línea de derrame que recibe respuesta de la señal de nivel a través de una válvula de control, cuando el nivel sube más arriba de su

valor nominal, se descarga hacia el condensador principal.

- Bombas de agua de alimentación. El agua del desgascificador desciende por una sola línea y llega a un cabezal común, en el cual se tiene la derivación para la succión de cada bomba de agua de alimentación, el sistema tiene tres de éstas, con un 50 por ciento de capacidad cada una, por lo que, sólo una de éstas funcionará, si el sistema trabaja a más del 50% se pondrá a trabajar la segunda, mientras la tercera queda de reserva.

Estas bombas son centrífugas horizontales, tipo de doble barril, de seis pasos, doble succión en el primer paso, accionadas por un motor eléctrico de velocidad constante, a través de un cople hidráulico de velocidad variable. En la succión de cada una de las bombas hay instalado un filtro para evitar la entrada de impurezas a la bomba.

Se cuenta con una línea de balance, la cual comunica la succión de la bomba con la zona donde se encuentra el estopero del lado de alta presión. Esta línea tiene como objetivo igualar la presión diferencial de ambos estoperos en el lado agua alimentación con el fin de que la inyección del agua de sellos sea a la misma presión, y el enfriado de los mismos se haga en forma eficiente, así como establecer una baja presión en la cámara balanceadora de la manga de balance, para la operación de ésta.

En la Fig. V.5.2, donde se muestra la bomba de agua de alimentación, se puede apreciar que los tres primeros impulsores dirigen el agua en sentido opuesto al de los tres restantes; esta disposición es con el objeto de que el empuje axial del rotor sea balanceado, lo cual se completa con una manga de balance y un cojinete de empuje.

Cada bomba cuenta con los siguientes sistemas y equipos auxiliares (Fig. V.5.2):

1. Tanque de aceite
2. Bomba auxiliar
3. Impulsor de engranes de la bomba principal
4. Enfriador de aceite lubricante
5. Filtros
6. Interruptores de presión
7. Salida de aceite de lubricación de cojinetes de bomba y motor
8. Impulsor centrífugo de la bomba principal (aceite control)
9. Válvula de control de flujo
10. Cople hidráulico

11. Válvula piloto
12. Carcaza rotativa
13. Tubo de achique
14. Enfriador de aceite de control
15. Servomotor
16. Levas.

Sistema de agua de sellos de las bombas de agua de alimentación.- Cada bomba de agua de alimentación cuenta con un sistema de agua de sellos, el cual consta principalmente de 2 válvulas controladoras de flujo de respuesta a una señal de temperatura, cada una con su respectivo control y un tanque colector de agua de sellos (ver Fig. V.5.3).

Las bombas de condensado suministran el agua que requieren los sellos mecánicos de las bombas de agua de alimentación, el flujo de las primeras es regulado por válvulas de control instaladas en las líneas de suministro, en cada extremo de la flecha de la bomba, a fin de mantener constante la temperatura de salida de agua, y por lo tanto, la de los sellos mecánicos.

El funcionamiento de los sellos mecánicos es de la siguiente forma (Fig. V.5.4): El líquido caliente del interior de la bomba escapa por entre el buje y la flecha en forma de goteo controlado. Por otra parte, desde el exterior y a través de una válvula de control se inyecta líquido del sistema de condensado a la cámara sellada formada por el exterior del buje y el interior de la cubierta. El propósito de este líquido es enfriar el buje y penetrar a la "zona de mezcla" para evitar que el líquido caliente proveniente del interior de la bomba se vaporice, posteriormente fluye por la "zona de desalojo", y de ahí es enviado al tanque de agua de sellos. La descarga de agua de los sellos mecánicos, es enviada al tanque colector de agua de sellos, el cual mantiene su nivel normal por medio de su válvula de control que descarga al condensador principal. Este tanque colector de agua de sellos es común a las tres bombas de alimentación y su nivel debe ser mantenido para evitar entradas de aire al condensador.

También se tienen derivaciones para efectuar la atemperación del vapor sobrecalentado y del vapor recalentado. La derivación que se tiene para el suministro de agua de atemperación para el vapor sobrecalentado está tomada del cabezal común de las descargas de las bombas. Para la atemperación del vapor recalentado el agua se toma del tercer paso de cada una de las bombas, donde posteriormente se unirán a una línea común.

Válvula de retención y recirculación mínima.- A la descarga

de cada bomba se tienen válvulas de retención y de recirculación mínima del tipo ON-OFF (Fig. V.5.5). La válvula de recirculación mínima deberá estar abierta o al 40% del flujo total de la bomba, por lo que empieza a abrir cuando el flujo desciende a un valor del 34%, para flujos mayores del 40% la válvula permanece cerrada.

El objeto de esta recirculación es evitar la cavitación que se podría provocar si se llegará a evaporar el agua que circula en el interior de la bomba, este propósito se consigue manteniendo un flujo constante a través del cuerpo de la bomba.

La recirculación está colocada en derivación con la válvula de retención y antes de la válvula de bloqueo motorizada de la descarga de la bomba, de tal manera que la recirculación pueda operar aún cuando la válvula de compuerta esté cerrada por equivocación.

Calentadores de alta presión 6 y 7.- Son intercambiadores de calor de vapor-agua, horizontales de tubos curvos de 2 pasos y tres zonas de sobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento de drenajes, en las cuales el agua de alimentación circula por el interior de los tubos y el vapor por el exterior. Su objetivo es similar al de los calentadores de baja presión: incrementar la temperatura del agua de alimentación para mejorar la eficiencia del ciclo aprovechando el calor de las extracciones (6 y 7), que se le hacen a la turbina (Fig. V.5.6).

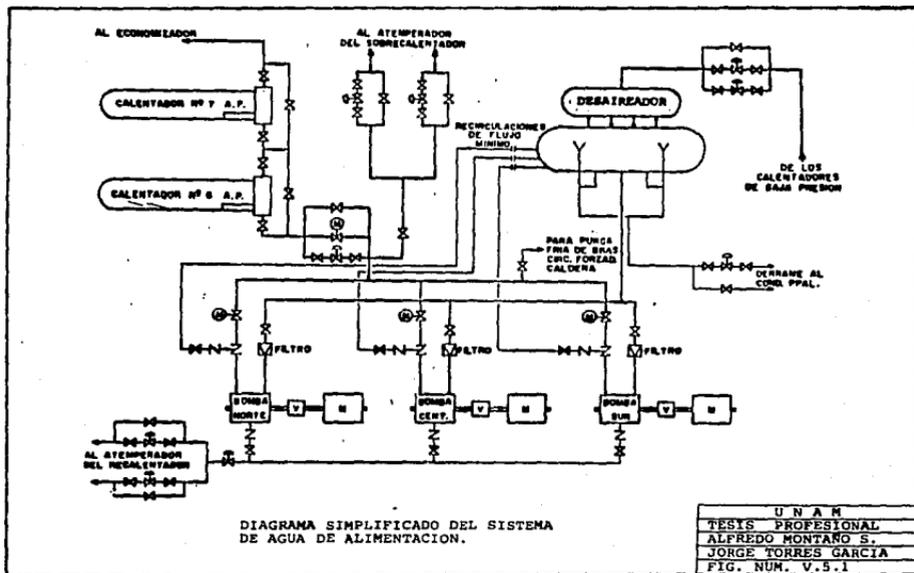
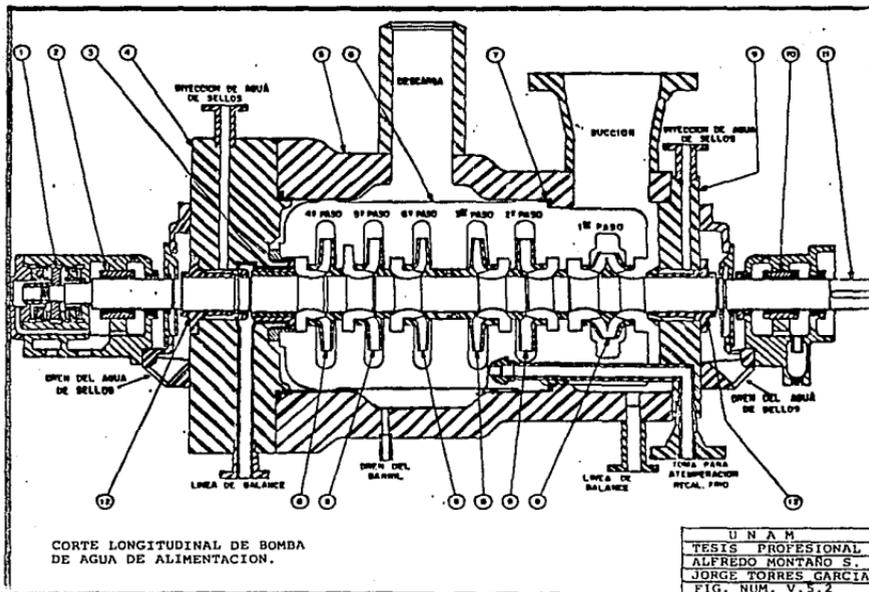
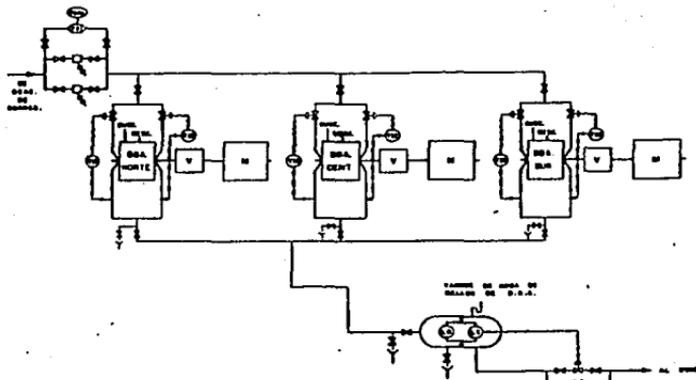


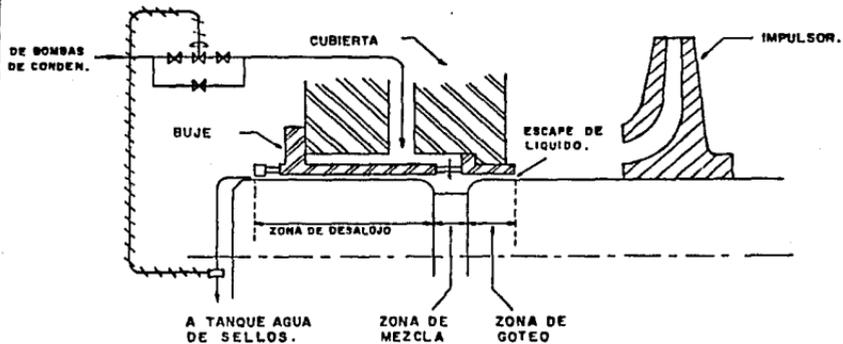
DIAGRAMA SIMPLIFICADO DEL SISTEMA
DE AGUA DE ALIMENTACION.



SISTEMA DE AGUA DE SELLOS

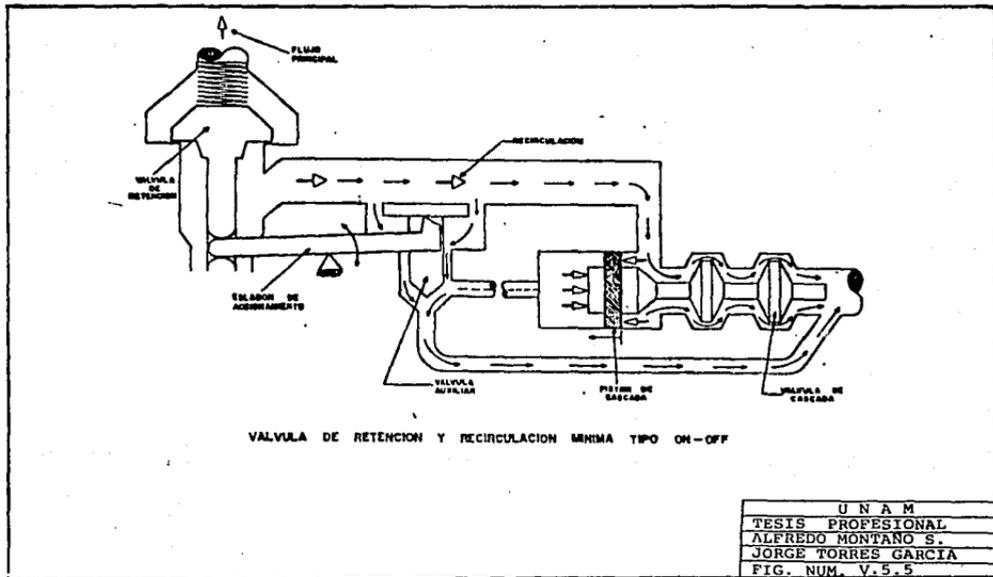


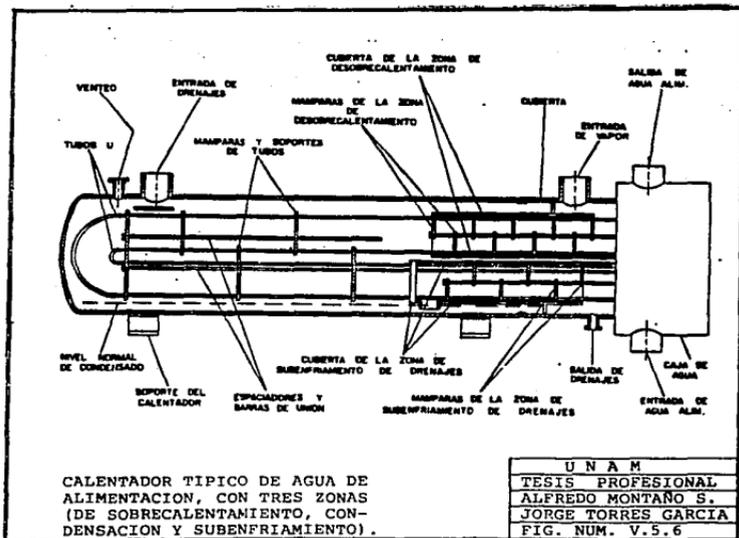
U N A M
 TESIS PROFESIONAL
 ALFREDO MONTAÑO S.
 JORGE TORRES GARCIA
 FIG. NUM. V.5.3



SELLO MECANICO DE BOMBAS DE AGUA DE ALIMENTACION.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.5.4





V.6 Sistema de Agua del Generador de Vapor

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.6.1.

El término generador de vapor reemplazó al término de caldera. El generador de vapor comprende hogar, paredes de agua, sobrecalentador, recalentador, economizador, precalentador de aire y el equipo para el sistema de combustible.

La definición de un generador de vapor de acuerdo con el código ASME, "Es una combinación de dispositivos para producir, suministrar o recuperar calor, en conjunto con dispositivos para transferir a un fluido de trabajo el calor, el cual queda disponible para su utilización". Sin embargo el término caldera ha sido usado por mucho tiempo y se aplican indistintamente generador de vapor o caldera. Es conveniente indicar que la caldera es una porción del generador de vapor donde el líquido saturado es convertido en vapor seco saturado.

Aunque los generadores de vapor de tubos de agua pueden ser clasificados de varias formas aquí solo se explicará la clasificación de acuerdo al método de circulación del agua (circulación natural o circulación forzada).

Circulación natural.- En la caldera de circulación natural la circulación del agua en el sistema de vaporización, se debe a la diferencia en el peso específico entre la fase líquida y la mezcla de agua-vapor; sin embargo, a medida que aumenta la presión disminuye la diferencia de densidades y se tiene menos fuerza impulsora de la circulación. El límite virtualmente se alcanza a 159 kg/cm^2 , aunque hay algunos fabricantes que utilizan circulación controlada para estas presiones.

En las calderas de circulación natural la velocidad del agua en los tubos es de alrededor de 0.3 a 10. m/s para tubos verticales y de 1.5 a 3.0 m/s para inclinados; el coeficiente de cambio de calor es bajo y se tiene por lo tanto mayor peso de material de tubos. El volumen de agua que se circula es de 3 a 20 veces el flujo de agua que se evapora, por lo que se tiene una inercia térmica importante, que origina:

- mayor consumo de calor para el arranque y carga, estando limitada por la diferencia de temperatura entre diferentes puntos del material del domo
- constante de tiempo mayor a los fenómenos transitorios que mejora la posibilidad de control
- mayor salto de producción permitida para una caída mayor de

presión.

A carga principal, la temperatura del hogar se reduce, disminuyendo también el % de vapor en los tubos vaporizadores. Esto dificulta la circulación del agua y facilita los estancamientos, recomendándose por esta causa que el flujo mínimo de operación en estas calderas sea de 0.4 a 0.5 del flujo máximo.

Circulación forzada.- Con las calderas de circulación forzada, se pueden obtener velocidades de agua mayores (2.5 a 4 m/s), lo que mejora el coeficiente de cambio de calor y disminuye el peso de los tubos de la caldera.

En las calderas de circulación forzada, el flujo de los circuitos se produce por medio de bombas; existen dos tipos:

- de circulación controlada o recirculación, en el que una bomba suministra el agua a los circuitos en exceso al vapor producido (el flujo de circulación es 5 o más veces el de alimentación); este tipo se utiliza en presiones subcríticas.
- de un paso (once through) en presiones supercríticas en que una bomba suministra el agua desde la entrada, y la evaporización o cambio de estado tiene lugar a medida que avanza en los circuitos de absorción de calor (el flujo de vapor y circulación es igual al de alimentación).

Debido a la pérdida de presión en los tubos de las calderas de un paso, la presión en la bomba de alimentación es mayor (1.40 a 1.45 la presión de vapor), comparada con la caldera de domo y circulación natural (1.20 a 1.25 la presión de vapor).

Las calderas de circulación forzada presentan problemas de confiabilidad menor, pureza mayor de agua y personal altamente capacitado para operarlas, y las ventajas que presentan son:

- circulación positiva no sujeta a la incertidumbre y dificultades de circulación natural
- flexibilidad en el arreglo de las partes, superficie de calentamiento y máxima protección de paredes de agua y hogar
- menor peso y menor volumen
- flexibilidad de operación, rápido calentamiento, cambios de carga y enfriamiento
- alta calidad del vapor
- reducción de los tiempos de salida (por enfriamiento y calentamiento rápido, además de menos fallas por tubos quemados)
- mayor seguridad (esfuerzos y sobrecalentamiento de tubos menores por contar con tubos ligeros)

- fugas de aire y gases mínimos (temperatura uniforme)
- menor altura
- circulación positiva en el arranque y antes
- temperatura de vapor nominal a todas las cargas
- condiciones de operación diferentes a las de diseño.

El generador de vapor es uno de los componentes vitales de la unidad, tiene como finalidad producir vapor de ciertas características, para lo cual primeramente debe suministrarse agua de alimentación, la cual es recibida por el sistema que abarca desde el economizador hasta el domo superior con sus dispositivos internos, incluyendo las tuberías de bajada, bombas de circulación forzada, domo inferior o de lodos, paredes de agua y tanque de evaporación instantánea.

La finalidad de este sistema es producir vapor saturado seco que posteriormente se introducirá al sobrecalentador para darle las características nominales de temperatura que se requieren para la operación de la turbina.

Descripción del funcionamiento del sistema y de los equipos principales

Economizador. La función de este equipo es precalentar el agua de alimentación del generador de vapor, para recuperar parte del calor que todavía contienen los gases de combustión antes de abandonar el generador para ser introducidos al domo superior, y con ello mejorar su eficiencia. El economizador está a la salida del generador del vapor, en el paso de gases, y está compuesto por dos bancos de elementos paralelos arreglados en filas horizontales, los bancos están dispuestos uno frente a otro, los tubos del economizador tienen una aleta espiral para aumentar la superficie efectiva del calentamiento (Fig. V.5.2).

El agua se suministra al economizador a través de los cabezales de entrada, esta agua de alimentación circula por el interior de los tubos del economizador y los gases de la combustión por el exterior, produciéndose un intercambio de calor de los gases al agua, lo que permite que el agua de alimentación tenga una temperatura cercana a la de saturación que corresponde a la presión que hay en el domo superior y que es a donde será conducida el agua.

Al cabezal de entrada del economizador llegan dos líneas de recirculación que vienen del domo inferior o de lodos, las cuales permiten establecer un flujo de agua de enfriamiento a través de los tubos del economizador de arranques y bajas cargas.

Domo Superior. Este equipo está localizado en la parte superior del generador de vapor y tiene como finalidad recibir y conducir el agua de alimentación que llega al domo a través de dos tuberías, e introducirla a él por sus extremos a través de un cabezal interno que va a todo lo largo del domo, este arreglo es con el fin de evitar inestabilidad en el nivel del domo a la hora de ser alimentado y para mantener uniforme la temperatura a lo largo del mismo. Otro objetivo del domo es que al recibir la mezcla de vapor y agua en los tubos bajantes, los dispositivos del domo separen las partículas de agua del vapor, antes de ser éste alimentado al sobrecalentador.

El domo está construido con placas metálicas y cabezales semiesféricos, para resistir las grandes presiones de trabajo.

Los dispositivos internos del domo para la separación del vapor son los siguientes (Fig. V.6.3):

- Separadores primarios
 - Separadores secundarios
 - Un secador final.
- Separadores primarios o ciclónicos. Conforman el primer paso de la separación, hacen girar la mezcla agua/vapor para proyectar el agua hacia las paredes del separador por efecto de la fuerza centrífuga, y que el vapor fluya por el centro, contribuyendo además a la separación de sólidos. En el borde de la pared interna del separador hay un colector para recoger el agua que ha sido forzada hacia el exterior y regresaría a la masa del agua del domo, este colector consiste de una cámara que rodea a la cámara interna en donde se encuentra el ciclón, el fluido rico en vapor descarga hacia el separador secundario (Fig. V.6.4).
- Separadores secundarios. Están localizados justo arriba de los separadores ciclónicos, y constan de dos bancos opuestos que tienen muy poca separación entre sí, de hojas metálicas corrugadas, las cuales cambian continuamente la dirección del vapor, forzando el contacto de las pequeñas gotas de agua con la película de agua que se forma sobre las placas. Como la velocidad de la mezcla agua-vapor es relativamente baja, el agua no puede ser nuevamente recogida de la superficie de las hojas y por lo tanto cae a la masa de agua. El caudal de salida de vapor es descargado en el espacio superior del domo.
- Secador final. Es un tamiz secador hacia donde se dirige el vapor al salir del separador secundario, el cual está diseñado para eliminar cualquier cantidad de humedad que todavía lleve

el vapor, la cual retorna por gravedad, a través de un dren, a la masa de agua.

Bombas de circulación forzada. Del domo superior el agua desciende a través de 6 tuberías hasta el cabezal común de succión de las bombas de circulación forzada. El generador de vapor cuenta con dos bombas de circulación forzada, las cuales facilitan la circulación a través de las paredes de agua, haciendo con ésto que la producción de vapor sea más eficiente. Cada bomba de circulación forzada descarga el agua a través de dos líneas que llegan hasta el domo inferior.

Cuando la bomba está en servicio, el calor que generan los devanados del motor y el que es transmitido a través de la flecha, es absorbido por el agua del sistema del motor, la cual es agua desmineralizada. Este calor es disipado en un intercambiador de calor (Fig. V.6.5), donde el agua desmineralizada circula por el exterior de los tubos, y el agua de servicios (que es la que enfría el agua desmineralizada), circula por el interior de los tubos efectuando un recorrido de dos pasos.

El sistema de enfriamiento de agua de servicios cuenta con el apoyo de una línea proveniente del sistema contra incendios, para estar siempre con la seguridad de que se va a tener enfriamiento aún cuando las bombas de agua de servicios puedan fallar.

Cuando el motor está fuera de servicio, el enfriamiento que se tiene es debido únicamente a la circulación natural que se establece por la diferencia de densidades entre el agua fría y el agua caliente.

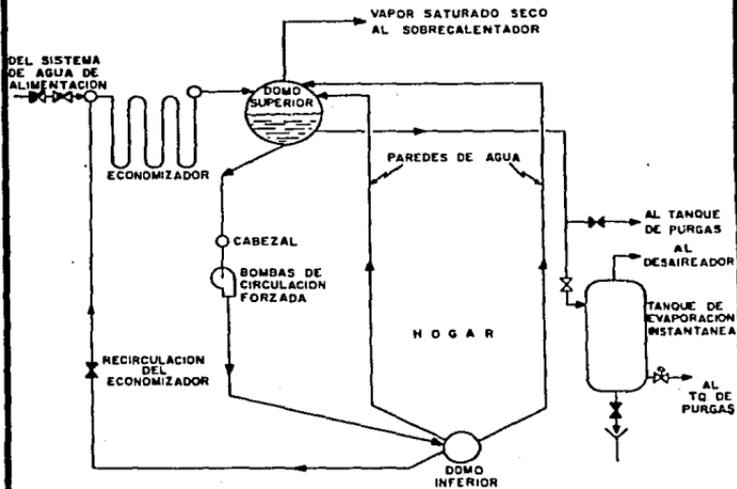
La línea de llenado del sistema de agua de alimentación, también se utiliza para proporcionar un enfriamiento forzado cuando alguna bomba de circulación forzada se encuentra fuera de servicio, y su enfriamiento natural no sea suficiente, además de que la caldera se encuentre en operación.

Domo inferior: Este domo recibe la descarga de las bombas de circulación forzada y cuenta con orificios de distribución mediante los cuales se logra un flujo uniforme a través de las 4 paredes sin importar su trayectoria. En el interior del domo inferior se tiene una mampara en toda su longitud compuesta de paneles perforados, y que sirve como medio filtrante, para evitar que partículas sólidas grandes sean llevadas hacia las paredes de agua. La entrada a las líneas de recirculación también tiene mamparas perforadas (Fig. V.6.6).

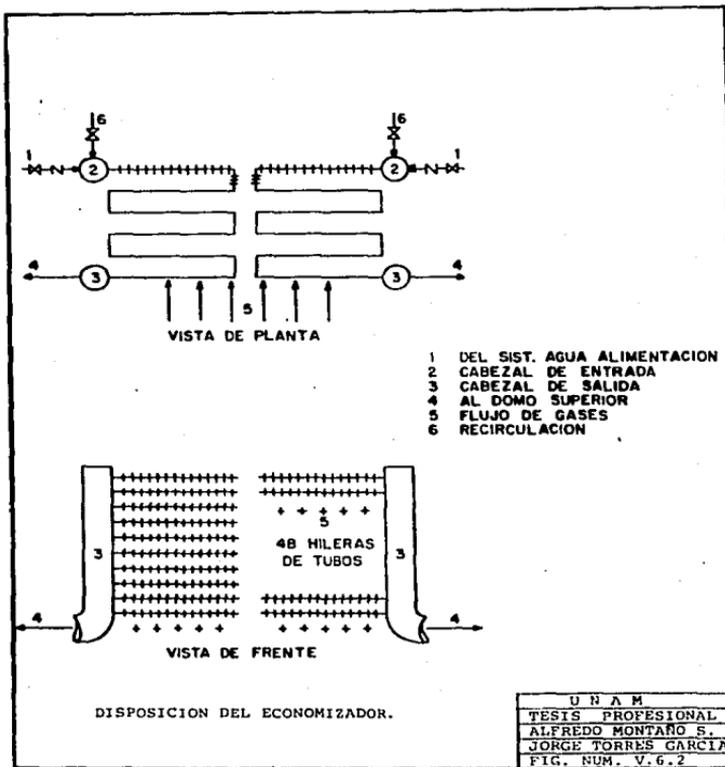
Paredes de agua. Del domo inferior o de lodos, el agua es distribuida a las paredes de agua, donde ascenderá debido a la presión proporcionada por las bombas de circulación forzada, por el fenómeno de convección. Las paredes de agua son las superficies de generación de vapor, las cuales están compuestas de tubos aletados longitudinalmente, soldados a fusión, formando una superficie metálica completa. Las paredes de agua de la caldera (Fig. V.6.7), absorben el calor radiante de la combustión, con lo cual parte del agua que contienen los tubos se evapora, esta mezcla de agua y vapor es descargada en el domo superior para su separación.

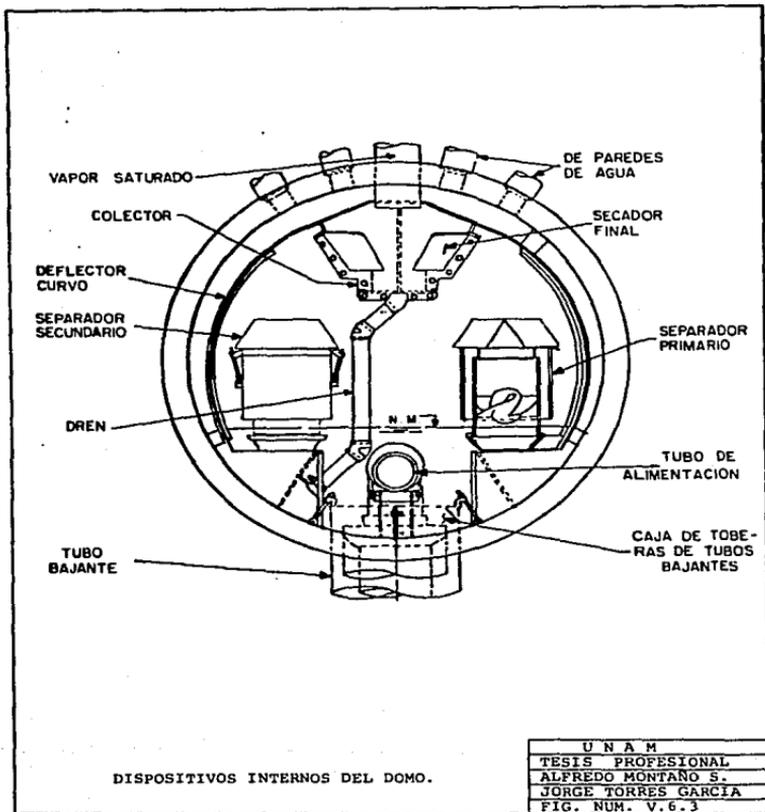
Tanque de evaporación instantánea. Este equipo tiene como finalidad recibir el producto de las extracciones que se le hacen al domo con la purga continua, la cual es un medio para controlar las concentraciones en el agua del generador de vapor (alcalinidad, sílice, etc.). Otro objeto del equipo es recuperar parte del agua y de la energía que aún contiene la mezcla vapor/agua que se extrae del domo con la purga continua.

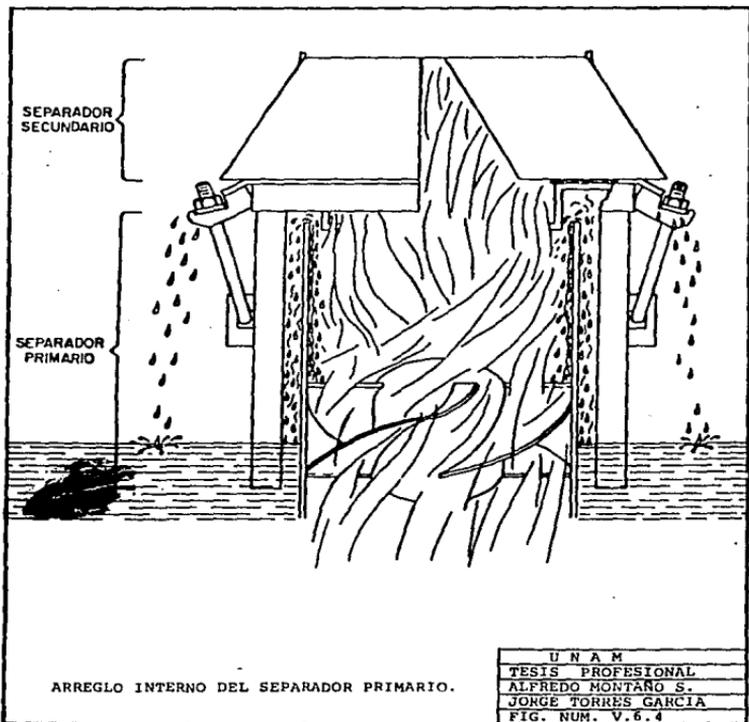
DIAGRAMA SIMPLIFICADO
DEL SISTEMA DE AGUA DEL GENERADOR DE VAPOR



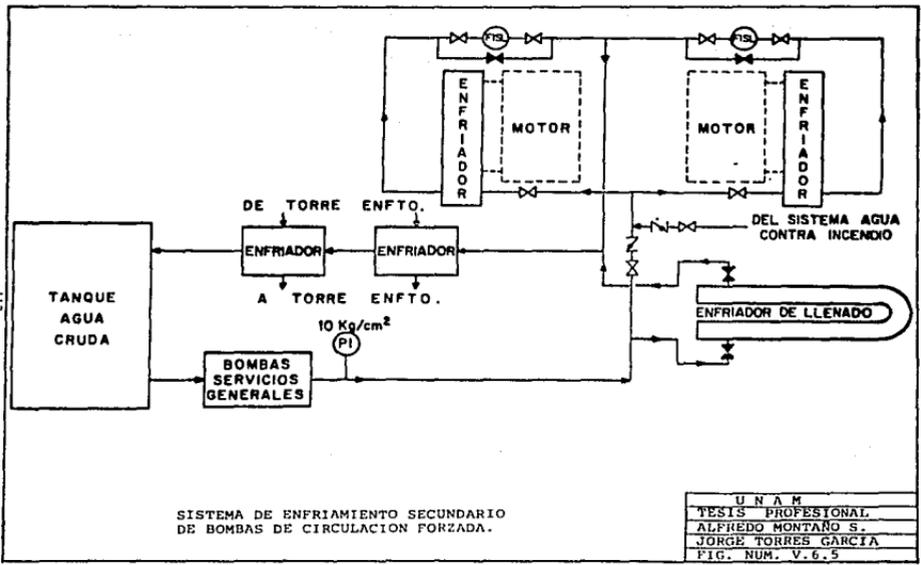
U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.6.1





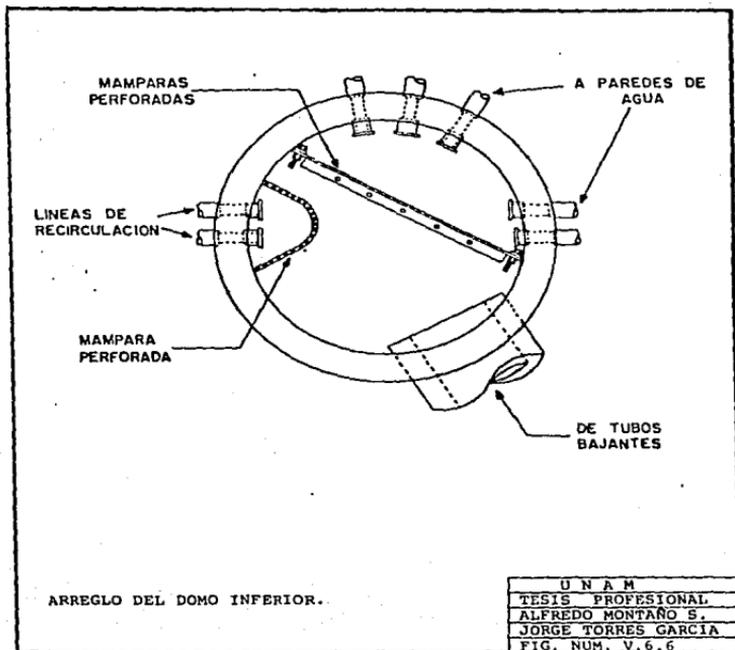


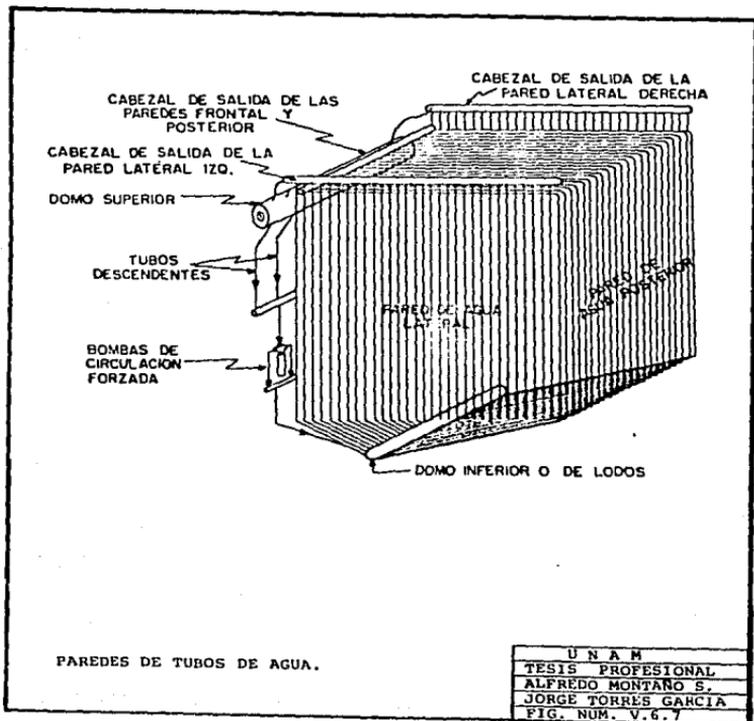
112



SISTEMA DE ENFRIAMIENTO SECUNDARIO
DE BOMBAS DE CIRCULACION FORZADA.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.6.5





V.7 Sistema de Agua de Circulación

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.7.1.

La función principal de este sistema es la de sustraer calor latente al vapor que ya trabajó en la turbina y que es descargado al condensador (en este último elemento es donde se realiza la función principal del sistema), para que se condense a temperatura constante. Este sistema también suministra el agua para refrigerar al equipo auxiliar de la unidad, que consta de: enfriadores de aceite, enfriadores de hidrógeno del generador, enfriadores de aire del excitador, y otros.

En el presente trabajo, el sistema de agua de circulación es un circuito cerrado que consta del siguiente equipo principal:

- Torre de enfriamiento.- Es una estructura de madera, donde se efectúa el intercambio de calor entre el aire del medio ambiente y el agua caliente de circulación que proviene del condensador, con el propósito de que ésta se enfríe al ponerla en contacto con el aire y pueda ser nuevamente incorporada al ciclo. En la Fig. V.7.2 se muestra una torre de enfriamiento y en la Fig. V.7.3, la vista superior de la torre.

El proceso de intercambio de calor en la torre de enfriamiento consiste en una transmisión de calor del agua al aire, siendo dos los factores que provocan dicha transmisión de calor: uno, es la diferencia de temperaturas entre el agua y el aire, ya que es mayor la temperatura del agua, cederá parte del calor al aire, el segundo factor es más determinante que el primero y se debe a la diferencia de presiones del vapor de agua existente entre la superficie de las partículas de agua y de la humedad que contiene el aire. Dicha diferencia de presiones ocasiona un desplazamiento de partículas de agua por evaporación, desde la gota de agua hacia el aire, lo que provoca que descienda su temperatura, y se incremente la del aire, aumentando además su contenido de humedad. A este intercambio de calor se le conoce como transmisión de calor por difusión (Fig. V.7.4).

Los ventiladores están instalados en la parte superior de la torre (Fig. V.7.5). Estos ventiladores extraen el aire húmedo del interior de la torre e introducen al mismo tiempo aire del medio ambiente con un menor contenido de humedad estableciendo un flujo ascendente que entra en contacto con el agua que desciende. Por esto se dice que la torre es de tiro inducido y de flujo cruzado.

El agua enfriada cae a la pileta de la torre, de ahí es conducida hacia los cárcamos de succión de las bombas de agua de circulación.

- Bombas de agua de circulación.- Las bombas de agua de circulación, son de impulsor tipo propela, de flujo axial (Fig. V.7.6). El sistema cuenta por lo regular con dos bombas de este tipo, por medio de ellas se suministra la presión necesaria al agua para que pueda circular a través de los tubos del condensador, retornar y ascender a la parte superior de la torre de enfriamiento. Cada bomba tiene capacidad suficiente para suministrar agua para el 50% de carga de la central de vapor.

La bomba utiliza agua de servicio para sello y lubricación de su estopero y cojinete.

En la descarga, cada bomba cuenta con una válvula de mariposa accionada por un motor eléctrico, la cual abrirá o cerrará automáticamente al arrancar o parar la bomba de agua de circulación correspondiente.

Las bombas succionan de cárcamos, cuya profundidad es de 4 a 7 mts. aproximadamente, a través de dos pares de rejillas (un par por cada cárcamo), que impiden el paso de materiales extraños, de la pileta hacia el cárcamo de succión (Fig. V.7.7).

Para evitar el golpe de ariete en el condensador al arrancar las bombas de agua de circulación cuando se ha vaciado el sistema (Fig. V.7.8), éste cuenta con una línea de aguas negras tratadas con el fin de llenar inmediatamente las tuberías de agua de circulación.

- Condensador principal.- En este equipo se realiza la función principal del agua de circulación, que es la de sustraer el calor latente del vapor de escape de la turbina de baja presión para que cambie de fase de vapor a líquido, con la presencia de una temperatura siempre constante.

El condensador (Fig. V.7.9), está compuesto de dos secciones, y cada sección de dos pasos, lo cual significa que el agua de circulación realiza dos veces el recorrido a través del condensador antes de retornar a la torre de enfriamiento.

En el condensador mostrado en la Fig. V.7.8, el intercambio se lleva a cabo a través de los tubos, por lo que no existe contacto del agua de circulación con el vapor, por lo que se dice que el condensador es del tipo de superficie.

El condensador tiene un sistema de autolimpieza (Fig. V.7.10), que en forma general consiste de unas esferas limpiadoras, las cuales son de un diámetro mayor que el interior de los tubos para arrastrar las impurezas depositadas en ellos, dichas incrustaciones disminuyen la transmisión de calor del vapor hacia el agua de circulación, también reducen el flujo de agua a través de los tubos.

Estas esferas posteriormente son detenidas en un captador localizado en la tubería de descarga del condensador, para evitar que éstas viajen hasta la torre de enfriamiento. El captador cuenta entre otras cosas, con una caja colectora, donde las esferas son succionadas con agua hacia la bomba de retorno. Esta bomba descarga las esferas hacia una canastilla, donde deberán ser contadas y revisadas, también en caso necesario deben ser repuestas. De la canastilla, las esferas se incorporan nuevamente al sistema de agua de circulación a través de un distribuidor con mirilla, desde donde se reparten en forma equitativa hacia la caja de agua de entrada.

Para evitar la corrosión de las tuberías, o que éstas sean dañadas por la proliferación de algunos microorganismos y/o materiales inorgánicos nocivos, se tiene un control químico y un control biológico de las aguas, en una forma permanente y constante. Estos controles, por su naturaleza, no serán vistos en este trabajo.

En la Fig. V.7.11, se muestra la dosificación general de la torre de enfriamiento y la dosificación de químicos.

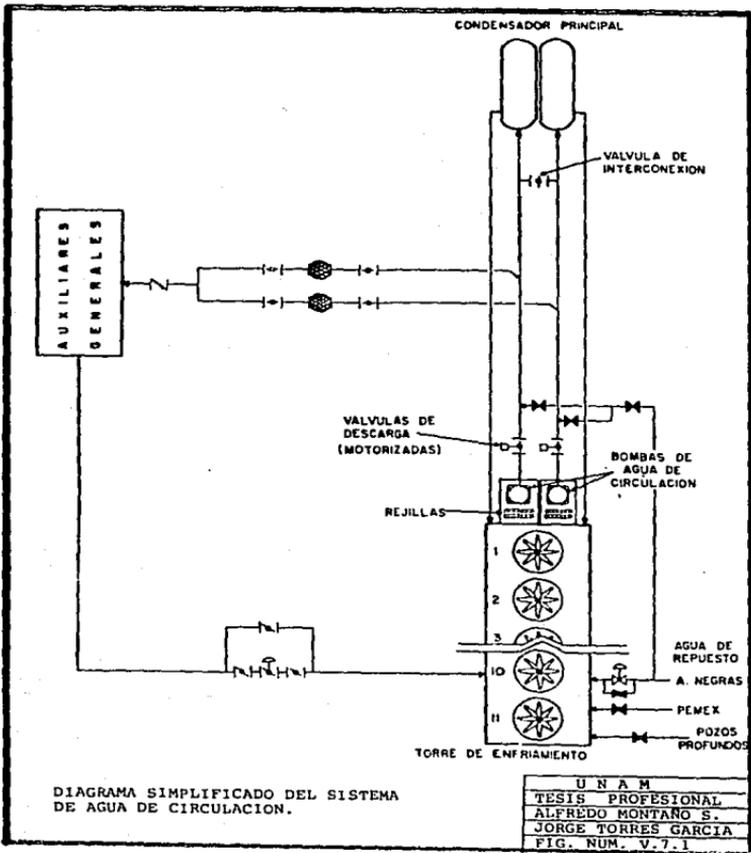
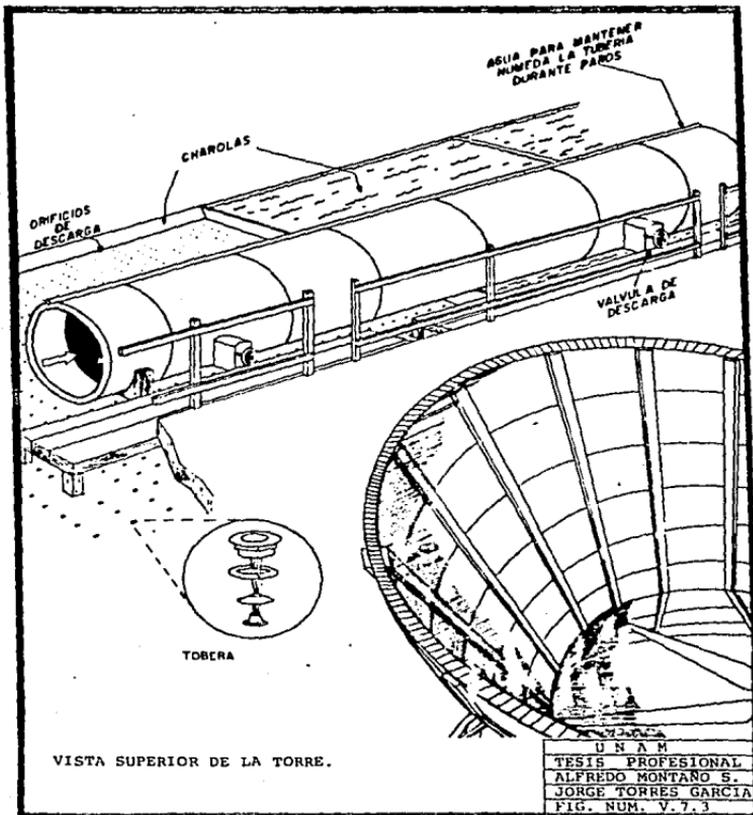
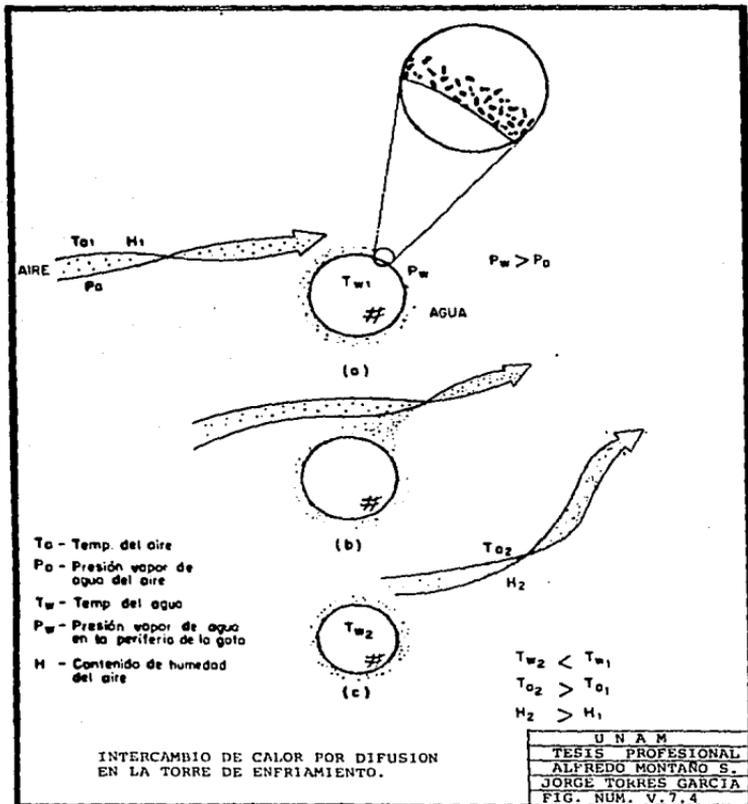
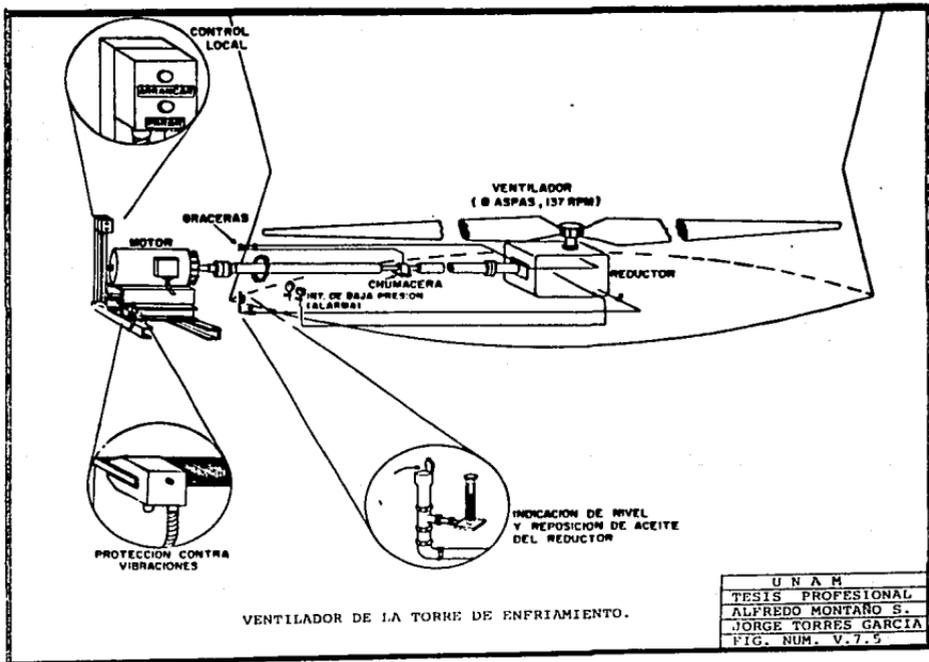
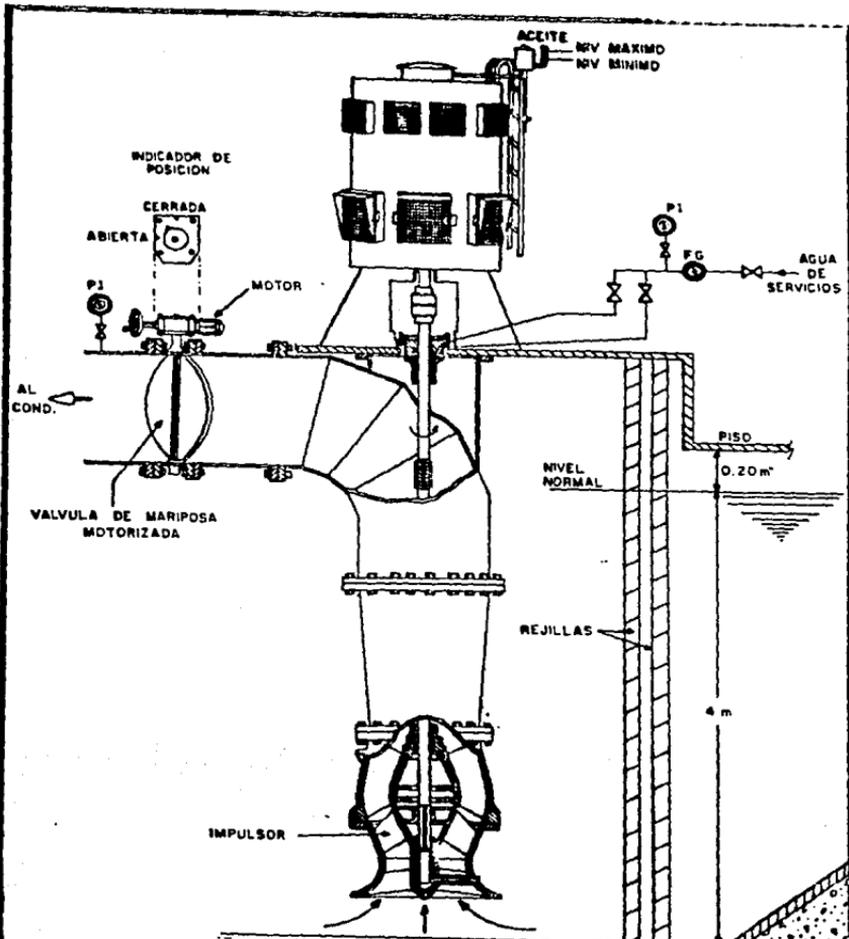


DIAGRAMA SIMPLIFICADO DEL SISTEMA DE AGUA DE CIRCULACION.



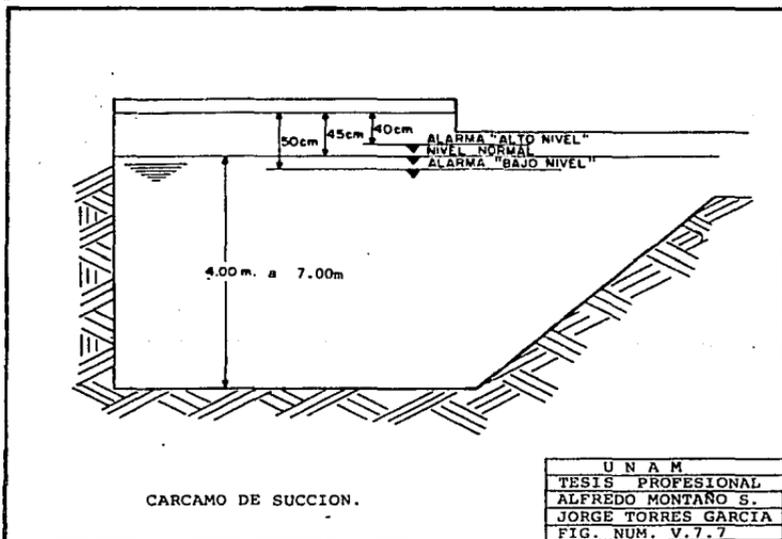






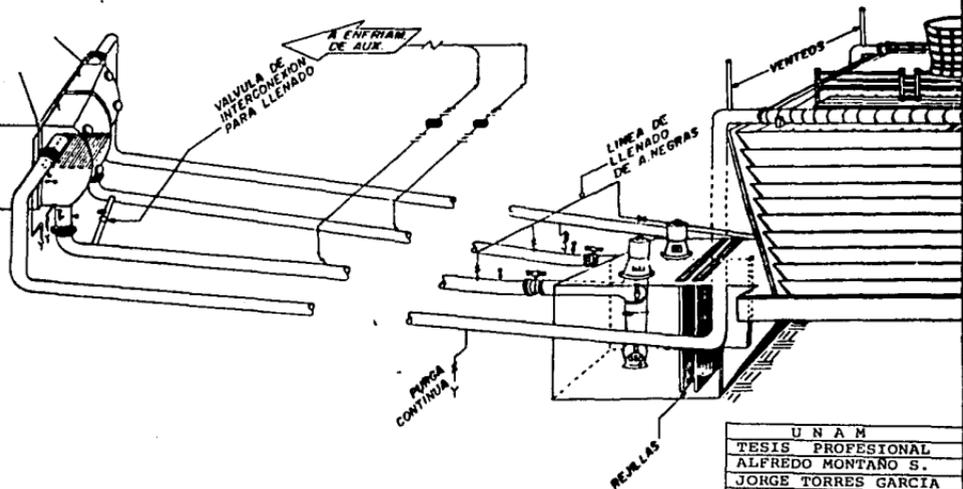
BOMBA DE AGUA DE ALIMENTACION.

U N A M
 TESIS PROFESIONAL
 ALFREDO MONTAÑO S.
 JORGE TORRES GARCÍA
 FIG. NUM. V.7.6

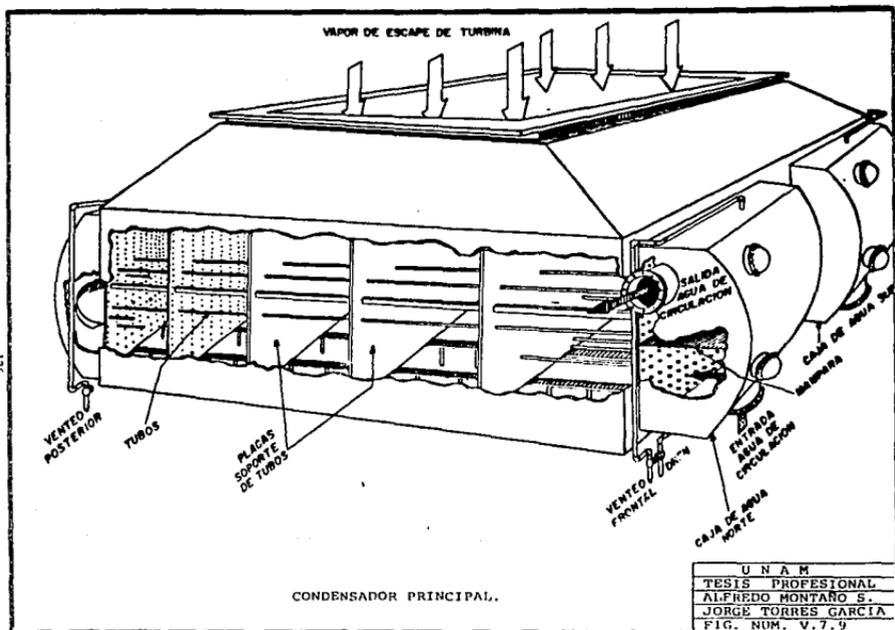


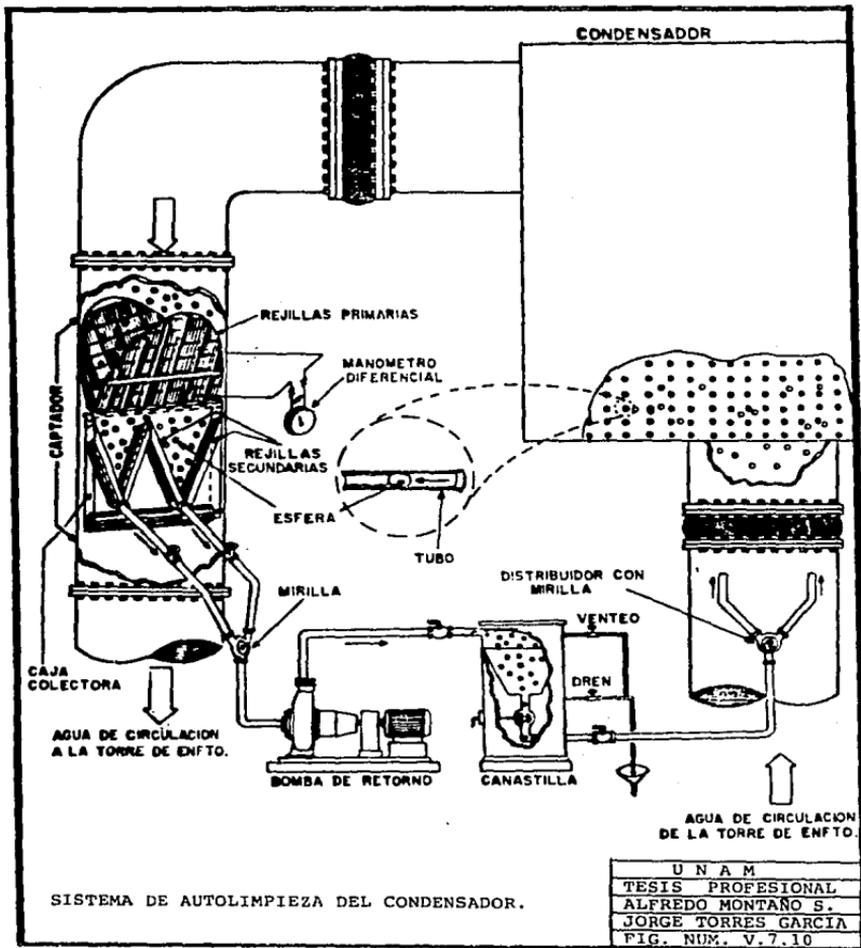
DISPOSICION GENERAL DEL SISTEMA DE AGUA DE CIRCULACION.

125



UNAM
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCÍA
FIG. NUM. V.7.8





V.8 Sistema de Agua de Enfriamiento de Auxiliares

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.8.1.

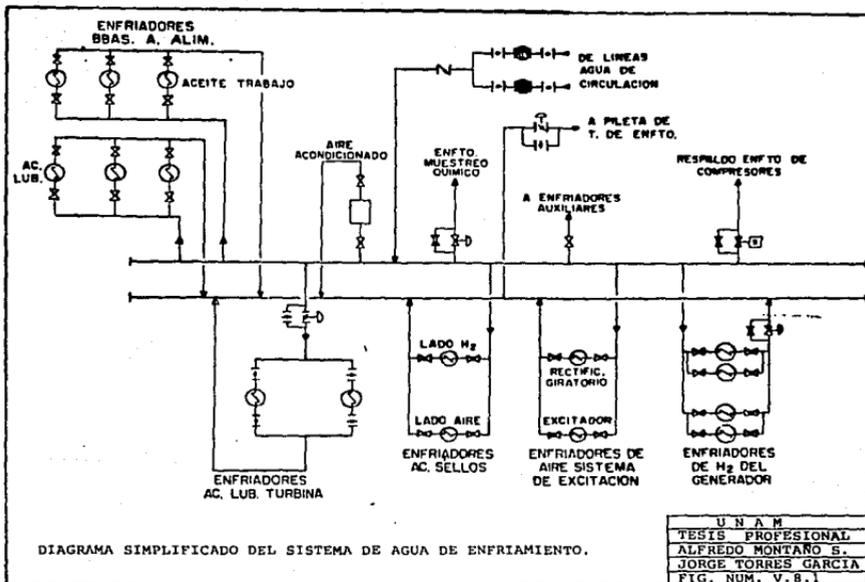
Este sistema es considerado como una derivación del sistema de agua de circulación y consta de los siguientes componentes:

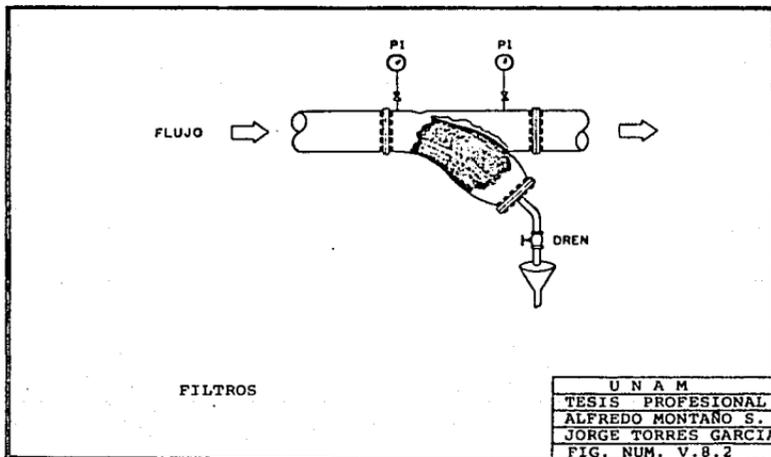
- Filtros. Están colocados en las líneas de suministro de agua al sistema, entre las válvulas de mariposa, tal y como lo muestra la Fig. V.8.2. Los filtros evitan que pasen materias extrañas a los enfriadores de los equipos auxiliares, impidiendo que se obstruyan sus tubos y disminuya con ello la eficiencia de los enfriadores, lo cual ocasionaría un peligroso calentamiento en los equipos.
- Válvulas de mariposa. Se colocan a la entrada y a la salida de cada filtro, sirven para controlar el paso del agua al sistema.
- Válvula de retención en el suministro. Evita que el cabezal y el sistema de enfriamiento en general, se descargue cuando las bombas de agua de circulación salen de servicio.
- Cuadro de control de retorno (Fig. V.8.3). El agua utilizada en el enfriamiento de equipos auxiliares, retorna directamente a la pileta de la torre de enfriamiento a través de una válvula de control de presión.

El sistema de enfriamiento de auxiliares (ver nuevamente la Fig. V.8.3), suministra agua principalmente a los siguientes enfriadores:

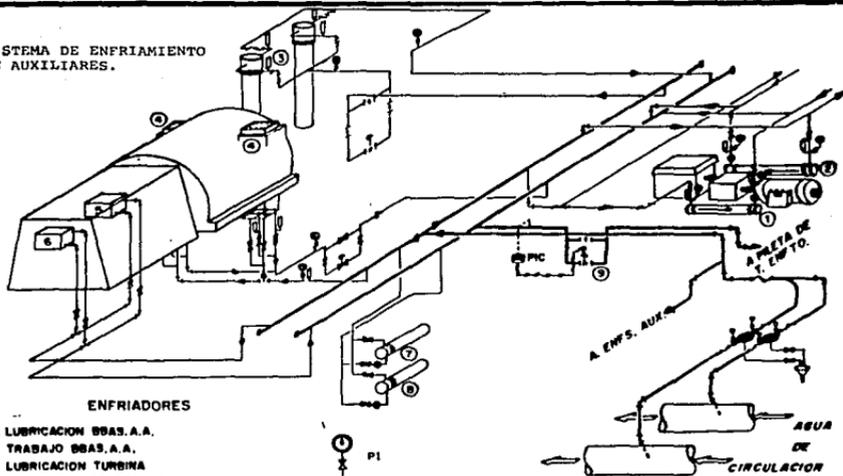
Aceite de lubricación y trabajo de bombas agua alimentación
Aceite de lubricación de turbina
Hidrógeno del generador
Aire del excitador y rectificador giratorio
Aceite de sellos
Enfriadores auxiliares de agua de servicios para enfriamiento de bombas de circulación forzada y precalentadores regenerativos.

Normalmente se tienen ambas líneas de suministro de agua de enfriamiento en servicio (las principales y las auxiliares) para evitar que el sistema quede sin alimentación en el caso de que falle una bomba de agua de circulación, que este dando servicio al sistema en ese momento.



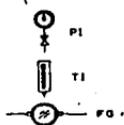


SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AUXILIARES.



ENFRIADORES

- ① AC. LUBRICACION BBAS. A.A.
- ② AC. TRABAJO BBAS. A.A.
- ③ AC. LUBRICACION TURBINA
- ④ HIDROGENO DEL GENERADOR
- ⑤ AIRE RECTIFICADOR GIRATORIO
- ⑥ AIRE DEL EXCITADOR
- ⑦ AC SELLOS GENERADOR LADO H₂
- ⑧ AC. SELLOS GENERADOR LADO AIRE
- ⑨ CUADRO DE CONTROL DE PRESION CAREZAL. DE RETORNO.



U N A M
TESTS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.8.3

V.9 Sistema de Agua de Servicios

Los equipos, el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.9.1.

Este sistema, además de que suministra agua para la planta desmineralizadora y otros servicios en general, también proporciona agua para enfriamiento de determinado equipo vital para el funcionamiento de la unidad y se utiliza como respaldo del sistema contra incendio.

El equipo principal del sistema de agua de servicios es el siguiente:

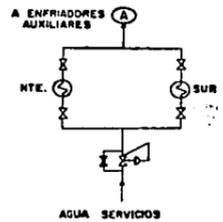
- Tanque de agua cruda (Fig. V.9.2). A este tanque le llega únicamente agua cruda de pozos profundos que normalmente pertenecen a la propia planta, en caso de emergencia se recurre a los de PEMEX. En caso de que llegue a fallar el sistema contra incendios, se utilizará la reserva de este tanque para combatir el siniestro, para ello ambos sistemas están conectados a través de una válvula.
- Bombas de agua de servicio. Por lo regular se instalan de dos a tres bombas de servicio, ya que con una sola se puede satisfacer la demanda del sistema, mientras que la segunda estará en automático por si se requiere que entre en servicio, la tercera bomba queda de reserva.

En la Fig. V.9.3, se muestra una bomba tipo centrífuga, horizontal, de un paso.

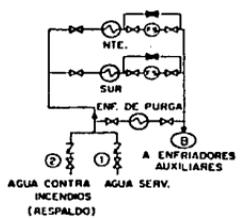
- Sistema automático de las bombas. Las bombas se controlan desde el tablero de auxiliares del cuarto de control en forma manual, pero también arrancan en forma automática si hay condiciones de baja presión en el sistema, o por disparo por sobrecorriente de la bomba que se encuentre en servicio, una condición imprescindible para el arranque automático es que el interruptor correspondiente se encuentre en posición "AUTO".
- Enfriadores de aceite de lubricación de precalentadores regenerativos. El aceite de lubricación de las chumaceras del lado caliente de los precalentadores regenerativos se enfría en intercambiadores de calor que también utilizan agua de servicios.
- Enfriamiento de compresores. Se utiliza el agua de servicios tanto para enfriar las camisas de los cilindros de baja, alta presión, como para enfriar el aire y lograr que el proceso de

compresión sea, en lo posible, a temperatura constante, para que dicho proceso sea más eficiente, también se cuenta con un suministro de agua como respaldo para enfriamiento de compresores.

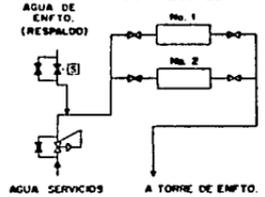
AC. LUBRICACION
PREC. REGENERATIVOS



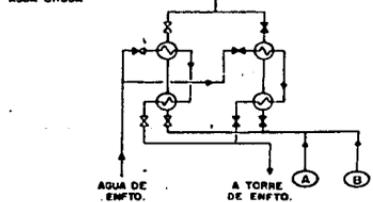
ENF. DE A. DESM. DE MOTOR
DE BBA. CIRC. FORZADA



COMPRESORES



ENFRIADORES AUXILIARES



AGUA DE SERVICIOS

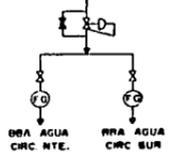
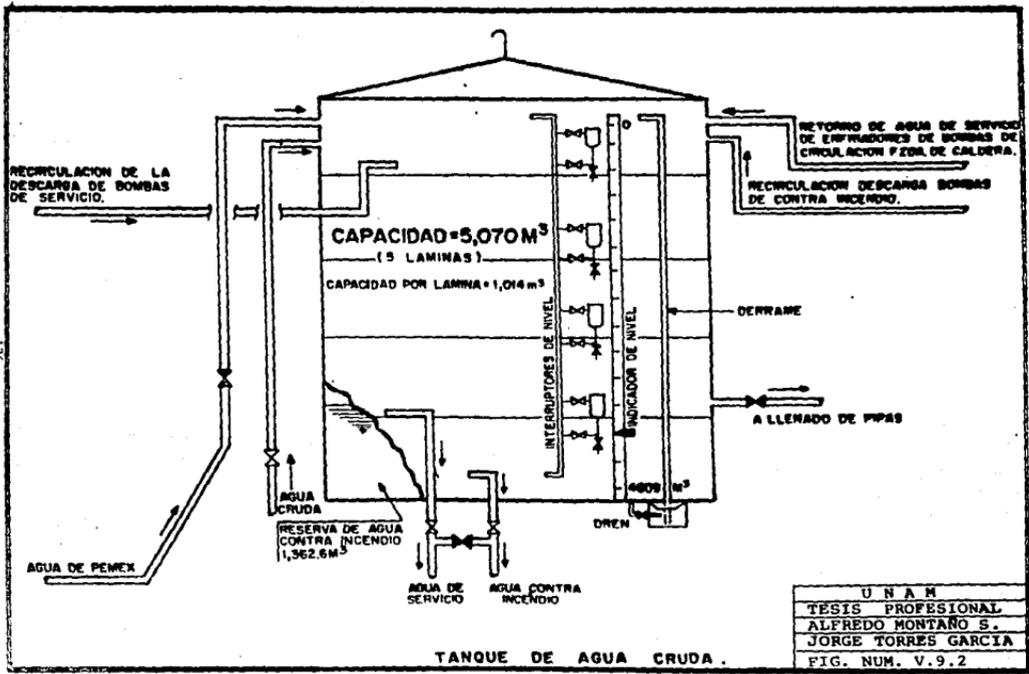


DIAGRAMA SIMPLIFICADO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO CON AGUA DE SERVICIOS.

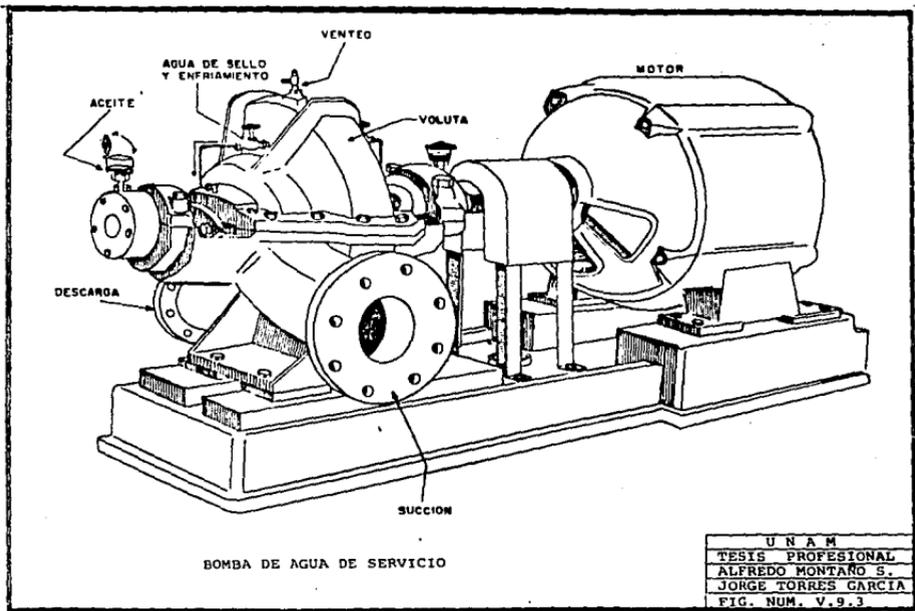
U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.2.1



UNAM
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.9.2

TANQUE DE AGUA CRUDA .

137



BOMBA DE AGUA DE SERVICIO

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCÍA
FIG. NUM. V.9.3

V.10 Sistema de Agua Contra Incendio

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.10.1.

Este sistema es común al sistema de agua de servicios en el sentido de que se puede apoyar en éste, y de que ambos se alimentan del tanque de agua cruda descrito en el sistema de agua de servicios (ver Fig. V.9.2).

El agua se utiliza para apagar fuegos clase A, que son aquellos donde se quema madera, estopa, trapos, basura, etc., lo mismo que fuegos de clase B, donde se quema aceite, combustóleo, gasolina, pinturas, solventes, etc., en esta última clase de fuego, el agua se aplica con la mayor presión posible y además en forma de niebla.

Debido a que el agua cruda tiene un alto grado de conductividad, y causaría un choque eléctrico a la persona que la aplicará, que podría ser de consecuencias graves, el agua no debe usarse para apagar fuegos clase C que involucran instalaciones y equipos eléctricos energizados.

El sistema de agua contra incendios consta del siguiente equipo:

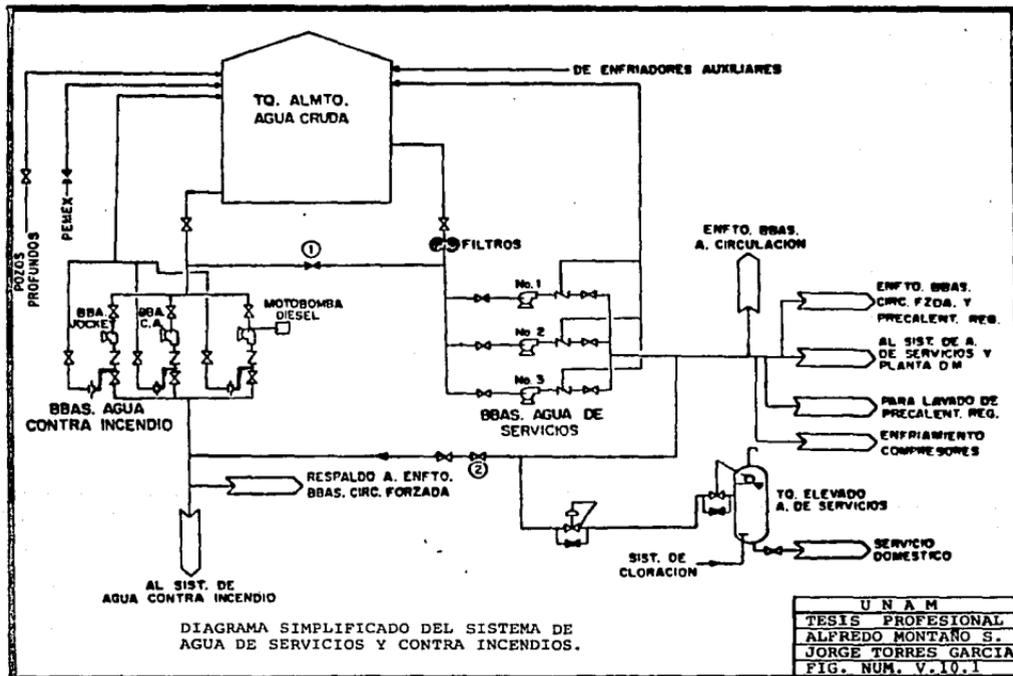
- Tanque de agua cruda (descrito en el sistema de servicios). La línea de succión para las bombas de este sistema está conectada en la parte más baja del tanque para aprovechar la reserva contra incendio.
- Bomba contra incendio de C.A. Esta bomba se encarga de proporcionar el gasto y presión de agua necesarios para combatir los incendios, por lo que se pone en servicio sólo cuando hay incendio o falla de enfriamiento a las bombas de circulación forzada, o durante su prueba periódica. Por lo general, para este fin se utiliza una bomba centrífuga, horizontal, de un paso.
- Motobomba diesel contra incendio. En caso de incendio y de no disponer de corriente alterna en la planta, esta bomba proporcionará el gasto y presión del agua para combatir el incendio, se arranca únicamente desde el tablero local de la motobomba.
- Bomba mantenedora de presión (jockey). Esta bomba se utiliza para alimentar el reducido flujo de agua que pierde habitualmente el sistema por purgas de agua u otras causas,

manteniendo así llenas las líneas del sistema y a una presión adecuada, preparadas para cualquier caso de emergencia. Se les controla manualmente desde el tablero de auxiliares del cuarto de control.

- Respaldo de agua a enfriadores de bombas de circulación forzada (Fig. V.10.1). Este sistema tiene una línea de suministro de agua como respaldo al sistema de enfriamiento de las bombas antes mencionadas.
- Red de hidrantes. Las bombas de agua contra incendios descritas, descargan en su cabezal, de donde se alimentan los diferentes ramales que conducen el agua a la red de hidrantes ubicados en las diferentes áreas de la planta, y son:

Torre de enfriamiento
Tanque de almacenamiento de combustible
Transformadores principales (sistema de rociadores)
Casa de máquinas
Caldera
Caseta de gas
Tanques de aceite de la turbina
Oficinas
Almacén.

En caso de incendio es importante la coordinación de todo el personal, las bombas contra incendios de preferencia deben ser controladas desde los tableros de control, mientras que el personal del área o de las áreas afectadas combatirán directamente el fuego con agua, siempre y cuando se deba combatir con agua.



V.11 Sistema de Aceite Lubricante de la Turbina

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.11.1.

El sistema de aceite de lubricación es importante para la buena operación del turbogruppo, evita que se lleguen a tener altas vibraciones, rayaduras o desgaste de cojinetes, los cuales son de graves consecuencias para la continuidad del servicio y la operación de la turbina.

La función principal del aceite es lubricar a las chumaceras y al reductor del tornaflecha, pero también realiza las siguientes funciones:

- Refrigerar las partes lubricadas
- Impedir la formación de herrumbre
- Arrastrar las partículas extrañas.

Para que dé un buen servicio, el aceite debe estar limpio y a una temperatura adecuada, lo primero se logra filtrando y precipitando constantemente el aceite, y lo segundo, con enfriadores de aceite.

El sistema se diseña de tal forma que no haya ninguna posibilidad de incendio.

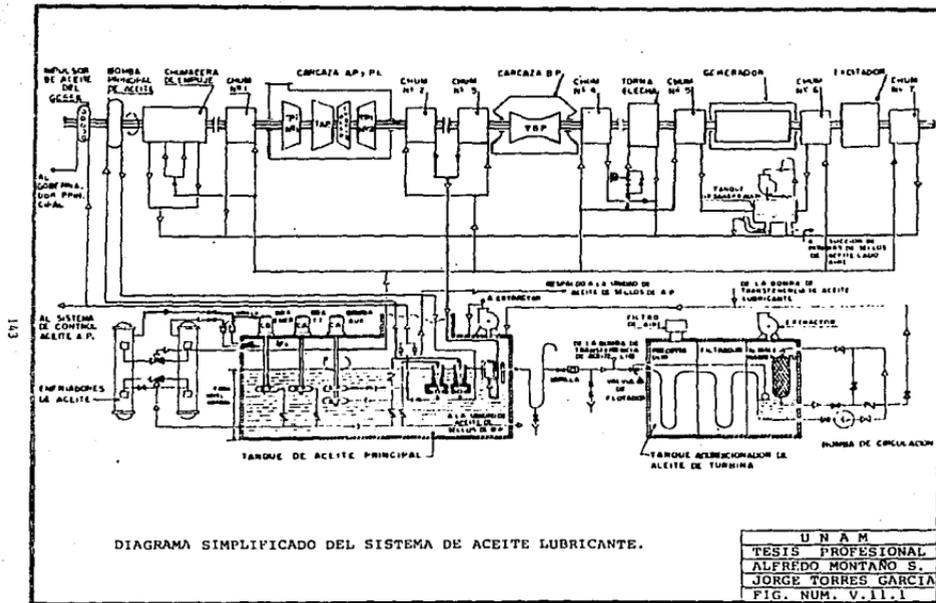
Equipo Principal

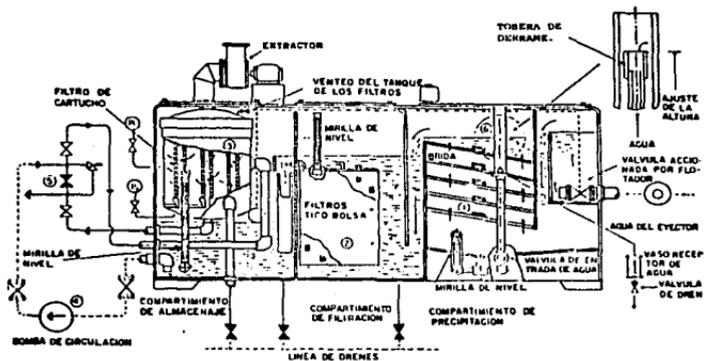
- Tanque principal de aceite de lubricación. Contiene el volumen necesario de aceite para el funcionamiento de los sistemas de control y lubricación.
- Acondicionador de aceite (Fig. V.11.2). Es la unidad utilizada para la filtración y acondicionamiento del aceite, cuenta con las siguientes secciones: purificador, precipitador y tanque de almacenamiento.
- Bomba principal de aceite. La mostrada en la Fig. V.11.3 es del tipo centrífugo convencional y descarga a una presión de 2 a 2,5 MPa., con una capacidad de 4500 litros por minuto y a una velocidad de 3600 RPM. La succión de la bomba principal es suministrada por un eyector que utiliza aceite de alta presión del impulsor de la misma (Fig. V.11.4).
- Bomba auxiliar de aceite de C.A. Esta bomba entra en servicio automáticamente si la presión de descarga de la bomba principal

cae abajo del valor establecido.

- Bomba de tornaflecha. Se utiliza para suministrar el aceite al sistema de lubricación cuando la turbina está en tornaflecha (tornaflecha significa que la turbina está operando a bajas RPM.), o durante los periodos de arranque y paro del turbogenerador.
- Bomba de emergencia de C.D. En caso de que falle la corriente alterna, esta bomba protege a los cojinetes de la turbina, ya que está impulsada por un motor de corriente directa alimentado del bus a 125 Volts de C.D.
- Enfriadores de aceite. Se instalan a un lado del tanque principal de aceite, su función es mantener la temperatura del aceite dentro de su valor de operación. La Fig. V.11.5, muestra un enfriador del tipo superficie, diseñado para montaje en posición vertical y una capacidad del 100%.
- Válvula de transferencia de tres vías del enfriador de aceite (Fig. V.11.6). Los enfriadores de aceite están diseñados con flujo duplicados de aceite conectados en paralelo con la válvula de tres vías para poder mantener una temperatura constante en el aceite utilizado para las chumaceras, sin interrumpir en el suministro de aceite al intercambiar los enfriadores.

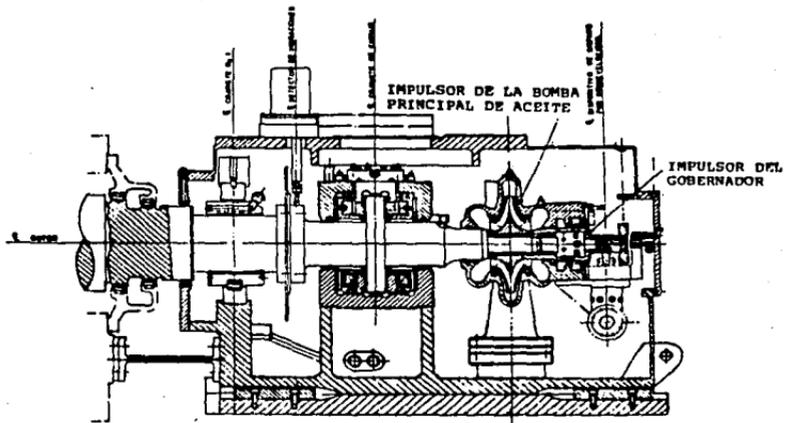
Las chumaceras. La operación de las chumaceras del turbogenerador está en función de la formación de la cuña de aceite que se genera al girar la flecha, lo cual evita el contacto de metal con metal entre la flecha y los cojinetes. El hueglo del diámetro del cojinete y la flecha, así como la viscosidad del aceite, son los factores determinantes en la característica de la cuña de aceite.





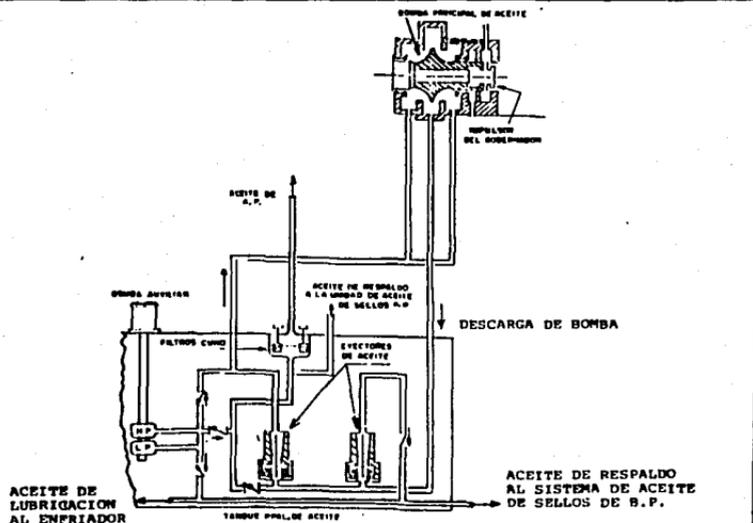
ACONDICIONADOR DE ACEITE.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCÍA
FIG. NUM. V-11.2



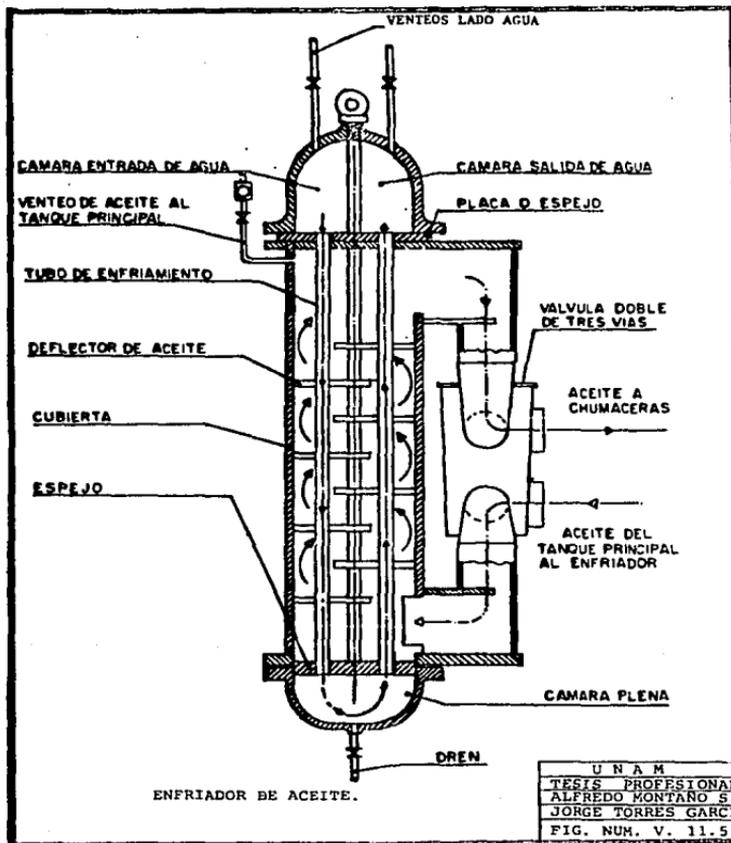
SECCION AXIAL DEL PEDESTAL DE EMPUJE
Y BOMBA PRINCIPAL DE ACEITE.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCÍA
FIG. NUM. V. 11. 3



CONEXION DE LA BOMBA PRINCIPAL
DE ACEITE CON LOS EYECTORES.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIG. NUM. V.11.4



V.12 Sistema de Aceite Combustible

El objetivo de este sistema es suministrar el combustible necesario al generador de vapor, a las condiciones que éste requiera para su buen funcionamiento, en este sistema se cuenta con dispositivos (válvulas de seguridad, de control, corte, etc.) para proteger al equipo del sistema y al generador de vapor.

Para su estudio, se dividirá al sistema en dos temas:

- Sistema de almacenamiento y trasiego de combustible
- Sistema de calentamiento y bombeo de combustible a quemadores.

Sistema de almacenamiento y trasiego de combustible. (Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.12.1).

Este sistema cuenta con las instalaciones y equipos necesarios para la recepción, almacenamiento, calentamiento y trasiego de combustible del tanque de almacenamiento al tanque de día y consta del siguiente equipo:

- Tanque de almacenamiento
- Calentador de combustible
- Bombas de trasiego
- Bombas de achique
- Venas de calentamiento.

Tanque de almacenamiento. La alimentación normal de combustible al tanque de almacenamiento se realiza a través del oleoducto de PEMEX; en algunas ocasiones es recibido en carros de ferrocarril o en carros pipal en ambos casos es enviado por gravedad a la fosa y de allí será trasegado al tanque de almacenamiento o al tanque de día.

El tanque de almacenamiento está construido de láminas de acero al carbón, por lo regular tiene una capacidad de almacenamiento de combustible para 30 días, cuenta con un dique externo de protección que evita las posibles fugas de combustible, hacia el exterior del contenedor, no posee aislamiento térmico ni calentamiento propio. Su función, además de ser la de recibir y almacenar el combustible enviado por PEMEX a la central, es la de proveer de combustible al tanque de día, para ello cuenta con tuberías de llenado, de descarga, venteos, indicador de niveles, etc.

Calentador de combustible. Como el tanque de almacenamiento no dispone de un sistema propio de calentamiento, es necesario

recircular el combustible por medio de las bombas de trasiego a través del calentador que está instalado en la línea de descarga del tanque, el cual tiene la función de calentar el combustible a una temperatura aproximada de 54°C, para lo cual recibe vapor del generador vapor/vapor.

Generador vapor/vapor. El generador de vapor/vapor se emplea con el fin de suministrar vapor para calentamiento del sistema de aceite combustible.

El vapor de calentamiento para el generador de vapor/vapor se extraerá de la turbina de presión intermedia y tendrá un respaldo del cabezal de vapor auxiliar de la unidad.

Los drenes del generador de vapor/vapor pasarán a través de un precalentador de alimentación al generador de vapor/vapor, y de ahí retornarán al condensador.

El calentador de combustible es del tipo tubular cerrado, donde el vapor de calentamiento (vapor secundario) fluye por dentro de los tubos y el combustible por el exterior de éstos (Fig. V.12.2). A la salida del calentador el combustible se trasiega al tanque de día, ya sea por gravedad o bien utilizando las bombas de trasiego.

Nota: Como el combustible es suministrado por PEMEX a una temperatura de 54°C, es posible enviarlo directamente al tanque de día sin pasar por el tanque de almacenamiento. Esta maniobra es recomendable cuando se tienen niveles muy bajos de combustible en ambos tanques.

Bombas de trasiego. Se tienen tres bombas de trasiego impulsadas por motor eléctrico de corriente alterna. La función principal de estas bombas es trasegar el combustible del tanque de almacenamiento al tanque de día y además también pueden realizar otras funciones, como son:

- Trasegar combustible de la fosa de descarga al tanque de día
- Trasegar combustible de la fosa de descarga al tanque de almacenamiento
- Recircular combustible al tanque de almacenamiento a través del calentador

En cada bomba se cuenta con una línea de calefacción que comunica su descarga con su succión, del tipo centrífugo, impulsadas por motor eléctrico de corriente alterna. Las bombas de achique tienen la función de extraer el agua acumulada en la fosa de descarga de combustible.

Venas de calentamiento. Debido a la distancia que hay entre el tanque de almacenamiento y el tanque de día, es necesario instalar venas de calentamiento en las tuberías de combustóleo, con el fin de evitar que el combustóleo pierda temperatura al ser trasgado de un tanque a otro (Fig. V.12.3). Las venas de calentamiento son tuberías de pequeño diámetro, instaladas en espiral alrededor de las líneas de combustóleo, por su interior circula vapor suministrado por el generador de vapor/vapor. En la trayectoria de las venas, existen trampas de vapor a determinadas distancias, para extraer el condensado que se forma y asegurar un buen calentamiento a lo largo de toda la tubería.

Sistema de calentamiento y bombeo de combustóleo a quemadores. La finalidad de este sistema es la de proporcionar un suministro continuo de combustóleo, en cantidades apropiadas con presión y temperaturas definidas por el conjunto de quemadores con que está equipado el generador de vapor. El sistema está integrado por el equipo de bombeo, calentamiento y control de combustóleo desde el tanque de día hasta los quemadores del generador del vapor. El sistema consta del siguiente equipo:

- Tanque de día
- Bombas de alta presión
- Calentadores de combustóleo de alta presión
- Quemadores de combustóleo

Descripción del funcionamiento del sistema y el equipo

Tanque de día. Este tanque tiene una capacidad de almacenamiento de combustóleo para un día de servicios, normalmente es alimentado por las bombas de trasiego pero también puede recibir combustóleo por gravedad desde el tanque de almacenamiento o en caso extremo directamente del oleoducto de PEMEX. El tanque de día cuenta con un calentador incrustado del tipo de carcasa abierta, con un banco de tubos de calentamiento sumergidos en el combustóleo. Este mecanismo de calentamiento asegura que la temperatura del combustóleo almacenado en el tanque de día sea aproximadamente 54 °C (sin necesidad de recircularlo). El control de la temperatura de salida del combustóleo se logra mediante un controlador y una válvula automática de vapor que pueden ser operados desde la sala de control (Fig. V.12.4).

Bombas de alta presión. Al salir el combustóleo del calentador, fluye hacia el cabezal de succión de las tres bombas de alta presión pasando primeramente por dos pares de filtros.

Estas bombas de alta presión son del tipo de engranes, impulsadas por motor eléctrico de corriente alterna; tienen la función de proporcionar el combustible necesario en cantidad y presión requeridas por el sistema de control de combustión del generador de vapor. Cada bomba es del 60% de capacidad, es decir, que si la unidad genera el 100% quemando combustible, se requiere tener dos bombas en servicio, mientras que la tercera queda de reserva.

Para poner en marcha la bomba de reserva es necesario que el interruptor de control esté en la posición de AUTO, que:

- Haya baja presión en el cabezal de presión
- o bien, que haya un disparo de una de las dos bombas que se encuentren en servicio.

Cada bomba cuenta con una válvula de calentamiento que deberá permanecer abierta en la bomba que se encuentre fuera de servicio.

Las tres bombas descargan a un cabezal común que deriva una línea hacia el tanque de día, y en él hay una válvula neumática de control, encargada de regular la presión en el cabezal de descarga de las bombas, en el caso de ser necesario, desfogó el exceso de combustible hacia el tanque de día. A continuación el combustible se hace pasar por los calentadores de alta presión.

Calentadores de alta presión. Estos calentadores se localizan en la descarga de las bombas de alta presión y tienen la finalidad de calentar el combustible, para lograr que la combustión se efectúe a una temperatura adecuada.

El sistema cuenta con dos calentadores, cada uno de ellos del 100% de capacidad, por lo que uno solo satisface las necesidades de la unidad en todo su rango de operación, quedando el segundo de reserva. Ambos calentadores son del tipo carcasa cerrada, en ellos el vapor de calentamiento circula por el interior de los tubos en "U" y el combustible fluye por el exterior de dichos tubos en un solo paso (Fig. V.12.5).

Los calentadores están asociados a un sistema de control de temperatura que sirve para regular la cantidad de vapor que entra al calentador por medio de una válvula automática, el propósito del sistema de control es obtener una temperatura aproximada de 127 °C en el combustible a la salida del calentador.

Quemadores de combustible. El combustible es distribuido a cada quemador por medio de válvulas de bloqueo manual, que tienen instaladas, cada una, un interruptor límite para mandar una señal

cuando la válvula se encuentre abierta, esta señal es luz verde para poder abrir las válvulas neumáticas localizadas enseguida de las de bloqueo.

Las válvulas neumáticas de corte individual de cada quemador, son las encargadas de dar paso al combustible hacia el interior del hogar para su combustión. Estas válvulas son controladas por niveles desde el inserto de quemadores, por lo que la operación en los quemadores puede ser automática y/o remota.

El generador de vapor cuenta con un hogar de fuegos tangenciales, en el cual los quemadores están localizados en las esquinas del hogar, se tienen 16 quemadores, distribuidos en 4 niveles, denominados en forma ascendente como niveles: "E", "F", "G" y "H".

La corriente de combustible y aire se dirigen a un círculo de fuego en el centro del hogar. La acción giratoria o ciclónica que es la característica principal de este tipo de fuegos, es la forma más efectiva para distribuir el combustible que hay dentro de la constante mezcla de combustible y aire (Fig. V.12.6).

Los flujos de aire y combustible se mezclan por medio de aire y toberas móviles. Estas toberas se pueden inclinar hacia arriba y hacia abajo en un ángulo total de 60°, su movimiento se realiza por medio de barras y mecanismos en cada quemador.

Se tiene un control común para las cuatro esquinas de quemadores, de tal forma que todos guardan una misma posición en determinado momento (Fig. V.12.7).

El conjunto de quemadores opera con atomizador por vapor, la presión del vapor de atomización se mantiene por arriba de la presión del combustible en todo el rango de operación del quemador. En la Fig. V.12.8 y V.12.9 se muestra la disposición que guarda el vapor de atomización y el combustible en el quemador.

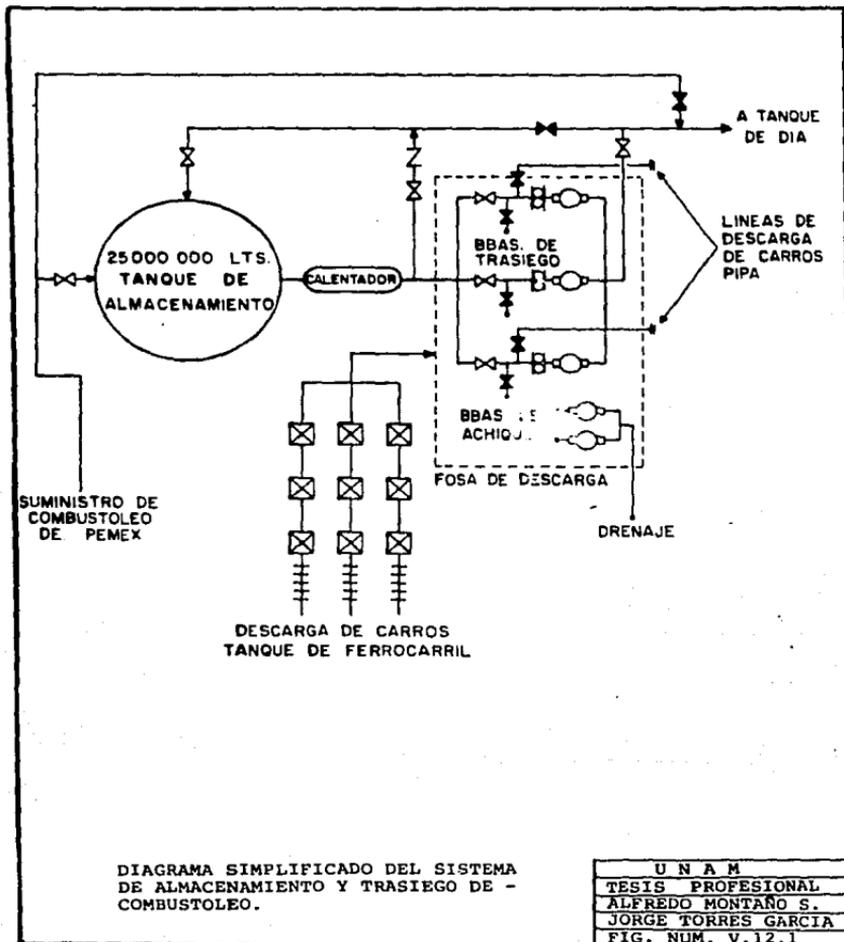
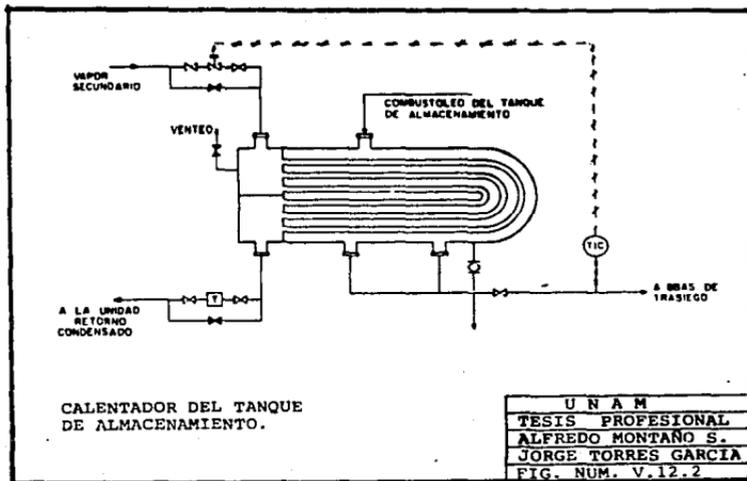
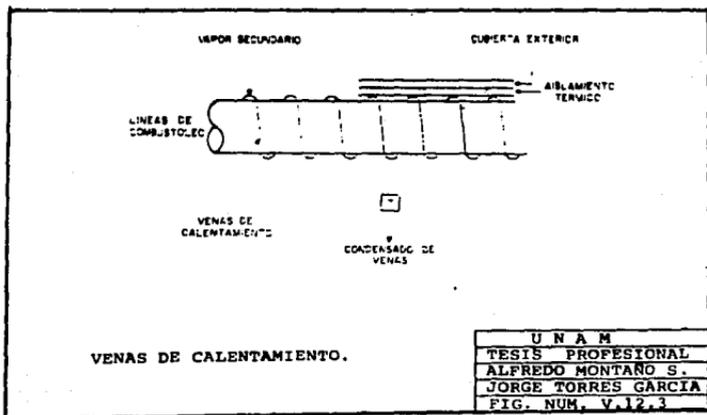
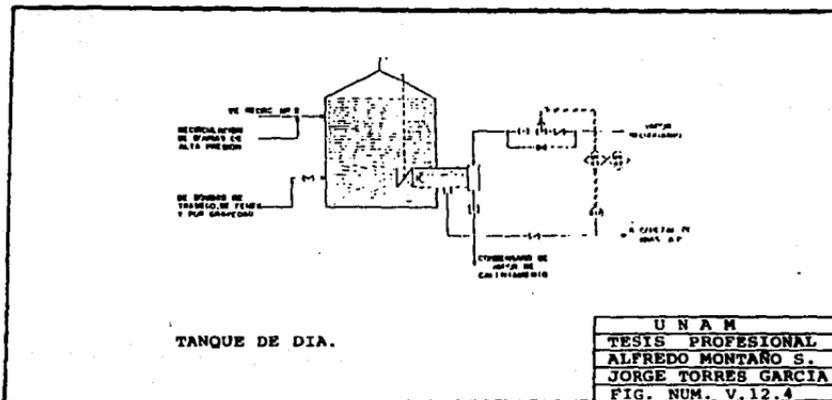


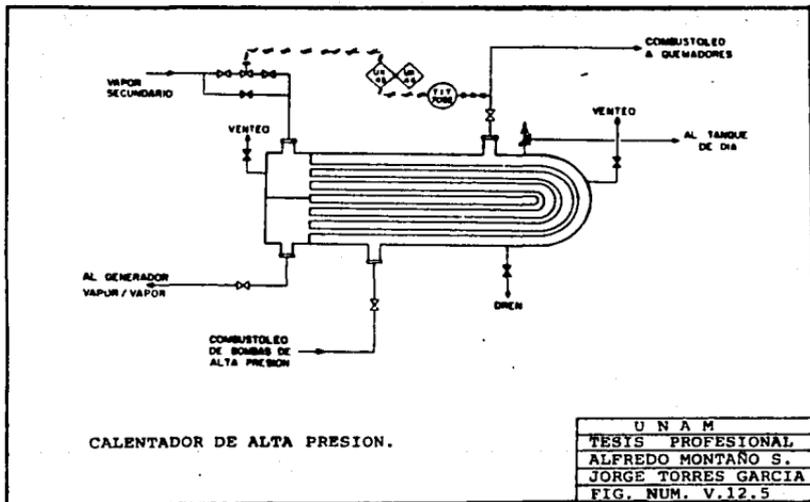
DIAGRAMA SIMPLIFICADO DEL SISTEMA DE ALMACENAMIENTO Y TRASIEGO DE COMBUSTIBLE.

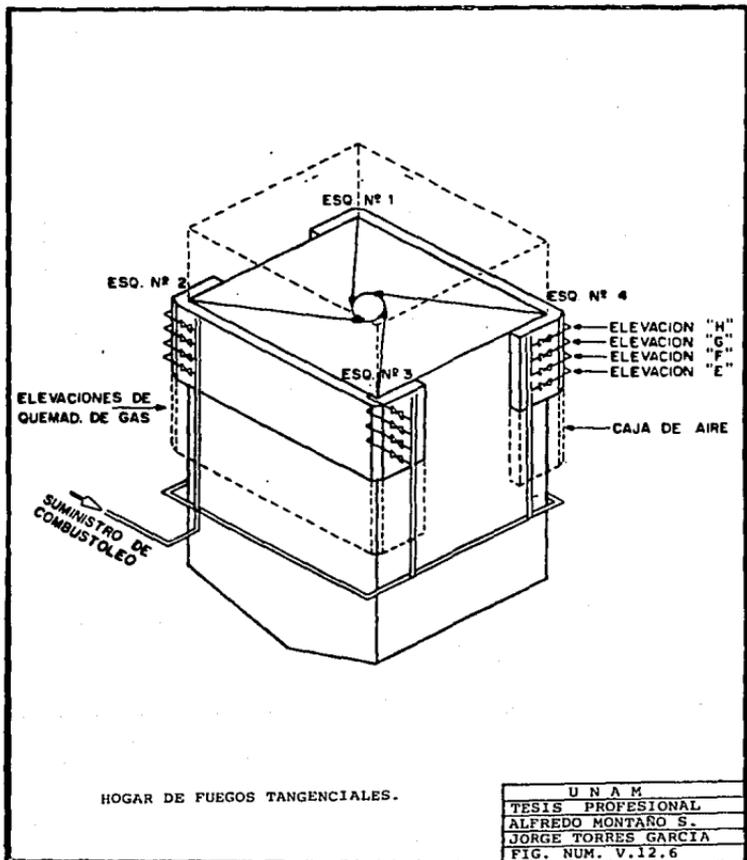
UNAM
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCÍA
FIG. NUM. V.12.1

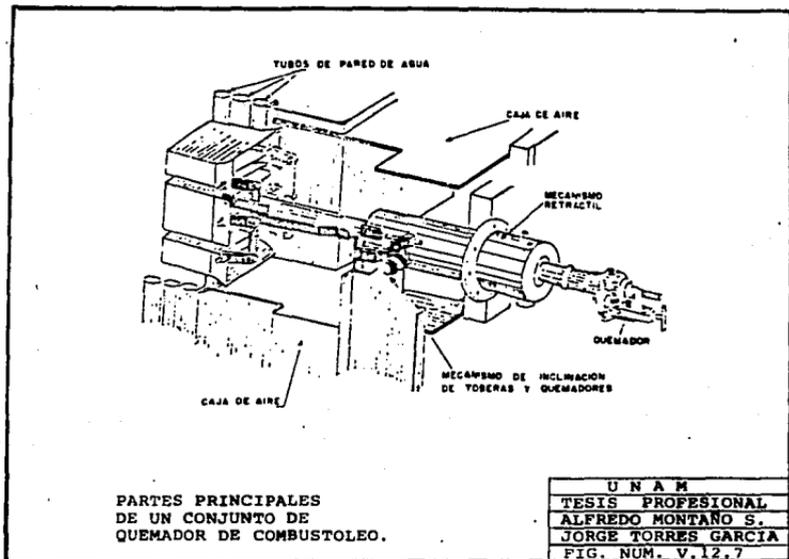


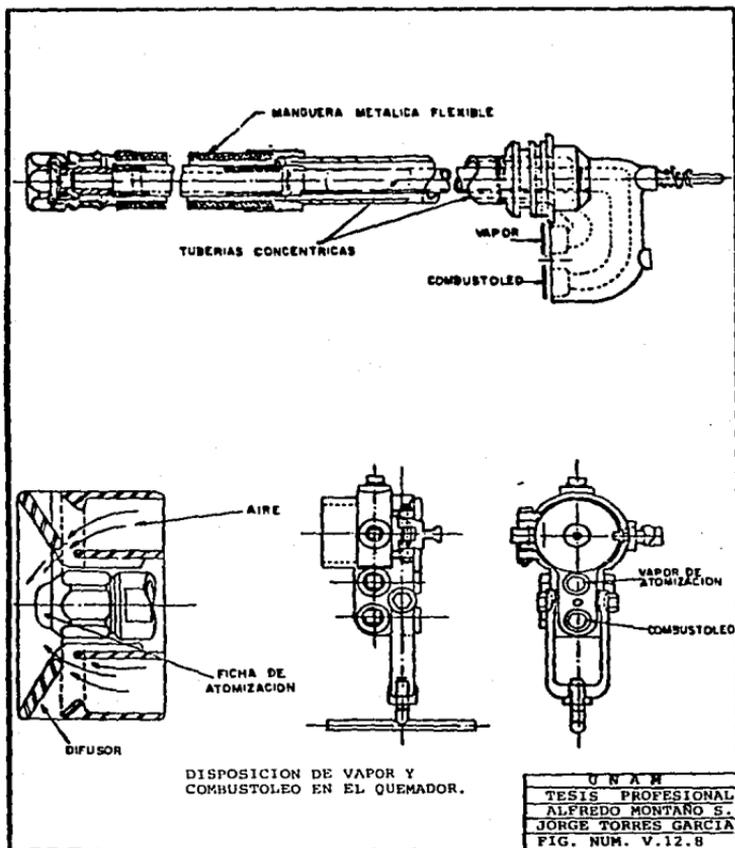


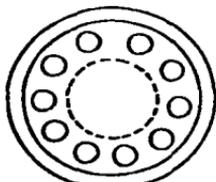
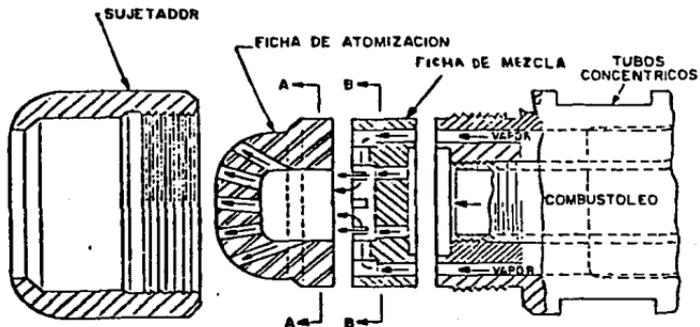




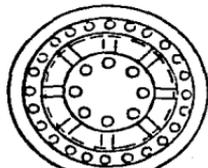








SECCION A



SECCION B

DISPOSICION DE VAPOR Y COMBUSTOLEO
EN EL QUEMADOR.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCÍA
FIG. NUM. V.12.9

V.13 Sistema de Aire Comprimido y de Servicios

Los equipos y el arreglo de este sistema se muestran en la Fig. V.13.1.

El aire comprimido se utiliza en las centrales termoeléctricas para aire de instrumentos y aire de servicios.

El sistema de aire de instrumentos (comprimido), requiere de filtros en la succión para evitar la entrada de polvo y otras impurezas que dañen o causen erosión a los compresores.

Los compresores pueden ser alternativos de émbolo, axiales, de tornillo o lóbulos, centrifugos de álabes deslizantes y de émbolo líquido; cada tipo de compresor tiene características propias de comportamiento, y por lo tanto de aplicación.

En las centrales termoeléctricas la presión de aire de instrumentos y control, así como de servicios es de 7 Kg/cm², pero se comprime a 9 Kg/cm² para tomar en cuenta las caídas de presión de enfriadores, tuberías y secadores. Los volúmenes necesarios de aire para unidades de 350 Mw. son de 15 a 30 m³/min de aire estandar.

Como el aire para instrumentos y control deberá estar libre, se emplean compresores sin lubricación en el cilindro recurriéndose a los anillos de teflón.

Una buena práctica es instalar 3 compresores a plena capacidad y que operen de la siguiente manera:

Uno estará suministrando la carga normal, en caso de que baje la presión a un determinado valor (6 Kg/cm²) automáticamente arrancará el 2o compresor y el 3o estará de respaldo sin operar, sirviendo solo para los periodos de mantenimiento y reparaciones.

El aire succionado debe ser limpio y seco, y lo más frío posible. Por cada 3°C menos en la temperatura de entrada se tiene un aumento del 1% en la masa de aire comprimido.

La tubería se dimensionará para que la caída de presión entre el receptor y la carga no sea mayor del 10%, en casos de caídas de presión grandes se deberá estudiar la instalación de tanques recibidores al final de líneas largas.

El motor eléctrico que se emplea normalmente para los compresores es el de jaula de ardilla.

Los principales controles que deben tomarse en cuenta incluyen arrancador automático y switch de presión para el motor, descargador de arranque, switch selector, válvula de control para cierre y apertura de flujo de agua de enfriamiento.

Se requiere almacenar aire en un tanque receptor para amortiguar las pulsaciones, tomar las demandas repentinas y eliminar parte de la humedad y del aceite. En centrales de vapor se instalan dos tanques recibidores, cada uno con válvula de seguridad, manómetro, válvula de purga y registro de hombre. Estos tanques se interconectarán mediante controles adecuados con alimentación de cada compresor y descargarán a un cabezal común del que saldrán los ramales independientes de aire de servicios y de instrumentos.

Cada tanque deberá tener capacidad suficiente para suministrar aire de instrumentos durante 15 minutos, en caso de que falle algún compresor. Este volumen deberá ser de 15 a 25 m³ en plantas normales.

Los secadores de aire de instrumentos serán de reactivación automática con cámara doble de secadores tipo químico. Su capacidad será la máxima del compresor para un ciclo de 8 horas y una carga máxima de presión de 0.35 Kg/cm².

Se deberán instalar monorrieles para grúa sobre los compresores con el propósito de un mantenimiento y fácil manejo de todas las partes.

La capacidad de un compresor es la cantidad de aire comprimido y suministrado por unidad de tiempo. Se expresa en m³/min y se determina de la siguiente manera:

- Máxima demanda de aire de instrumentos
- + aire para la purga del secador
- + aire extra por desgaste de dispositivos
- + aire para servicios
- + 10% de margen por fugas del sistema
- + 4% por desgaste del mismo
- + 6% por disturbios

La velocidad máxima de los compresores no debe exceder de 600 RPM y la del émbolo de 200 m/min. La compresión de aire se fundamenta en la ley de Boyle y Charles.

Ley de Boyle: A temperatura constante la presión absoluta del gas varía inversamente proporcional al volumen. $PV = cte.$

donde P = presión [Kg/cm²] y V = volumen [m³].

ya que P varía como $1/V$.

Ley de Charles: El volumen a presión constante o la presión a volumen constante varían con la temperatura absoluta.

P varía como T y V varía como T

combinando las dos leyes
$$\frac{PV}{T} = \text{cte} = R, \text{ por lo tanto:}$$

$$PV = RT.$$

La relación entre la presión y el volumen del aire mediante la compresión y la expansión puede representarse por:

$PV^n = c$, en donde el valor de n depende de la adición o sustracción de calor durante el proceso. Si la temperatura permanece constante durante la compresión o expansión el proceso es isotérmico y n vale la unidad.

Cuando no pasa calor durante la expansión o compresión, el proceso es adiabático y $n = 1.4$

Las camisas de agua y los interenfriadores se utilizan para evitar la elevación de temperatura y disminuir las pérdidas manteniendo ' n ' en un valor de 1.2. La compresión de dos etapas con interenfriador se utiliza para reducir la temperatura del aire después de la primera etapa, ahorrando trabajo en la compresión con relación a si se hiciera en una sola etapa.

El postenfriador aumenta la capacidad del receptor y evita la disminución de la temperatura al punto de congelación, lo que taponaría los orificios de los instrumentos y dispositivos de control.

Potencia para la compresión isotérmica:

$$W = 0.32 P_1 V_1 \log \frac{P_2}{P_1}$$

donde W = trabajo necesario para la compresión isotérmica [Kg.m]

P_1 = Presión de entrada [Kg/m²]
 P_2 = Presión de descarga [Kg/m²]
 V_1 = Volumen de gas comprimido medido a las condiciones de entrada [m³]

Para condiciones estandar de volumen de aire en m³
 (1.033 Kg/cm² y 15.5 °C)

$$W = (3305.6) (V_e \log \frac{P_2}{P_1})$$

donde V_e = peso específico.

La potencia en H.P. para comprimir isotérmicamente cualquier volumen de aire será:

$$\text{H.P.} = (0.7249) (V_e) (\log \frac{P_2}{P_1})$$

y el trabajo adiabático:

$$W = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] (0.138) \text{ [Kg.m]}$$

$$\text{H.P.} = (1.09) (V_e) \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{0.286} - 1 \right]$$

Selección de un Compresor:

En términos generales para la selección de una o dos etapas de compresión se siguen los siguiente criterios:

- Para relaciones de compresión de 5:1 se emplea una etapa
- Para relaciones de compresión comprendidas entre 5:1 y 8:1, y de potencias de 60 a 75 H.P. se prefiere una etapa, y en capacidades mayores dos etapas
- Para presiones de 8 a 35 Kg/cm², dos etapas
- Para presiones de 36 a 175 Kg/cm², tres etapas

e) Para presiones de 136 a 150 Kg/cm², cuatro etapas.

En el caso de compresores alternativos de émbolo, la selección de una etapa de compresión o etapas múltiples depende de los siguientes factores:

- Relación de compresión
- Potencia
- Limitaciones de la temperatura de descarga
- Costo de Kw-hr.
- Método de enfriamiento
- Servicio continuo o intermitente
- Clase de gas
- Tamaño de los cilindros
- Velocidad
- Costo
- Espacio necesario.

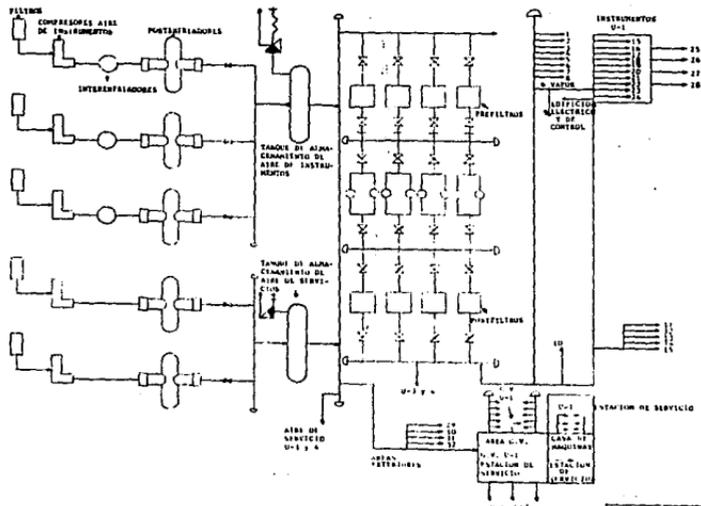


DIAGRAMA SIMPLIFICADO DEL SISTEMA
DE AIRE COMPRIMIDO Y DE SERVICIO.

I N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTANO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIGURA NUM. V. 13.1

(De Fig. V.13.1)

Instrumentos U-1

1. Controles del domo del generador de vapor
2. Ventilador de tiro inducido
3. Ventilador recirculador de gases
4. Ventilador de tiro forzado
5. Controles del generador de vapor
6. Precalentadores de aire
7. Analizador de oxígeno
8. Área quemadores
9. Desgasificadores
10. Desgasificadores
11. Área de almacenamiento de combustible
12. Área de desmineralización
13. Área de cloración
14. Obra de toma
15. Zona de calentadores de baja presión
16. Condensador
17. Bombas de agua de alimentación U-2
18. Análisis y muestreo
19. Dosificación de químicos
20. Bombas de agua de alimentación U-1
21. Condensador lado generador eléctrico
22. Condensador lado turbina
23. Calentadores de agua de alimentación de alta presión
24. Calentadores de agua de alimentación de alta presión
25. Área transformadores, U-1
26. Área de suministro de Hidrógeno, CO, y Nitrógeno, U-1
27. Transformadores U-2
28. Suministro de Hidrógeno, Nitrógeno y CO,, U-2
29. Obra de toma
30. Área de cloración
31. Área de almacenamiento de combustible
32. Área de dosificación de químicos.

C A P I T U L O V I

CRITERIOS BASICOS DE DISEÑO DE UNA PLANTA TERMOELECTRICA CONVENCIONAL

Los criterios de diseño son una recopilación de datos, estipulaciones, normas, códigos, reglamentos y cualquier otro tipo de información que nos sirva para establecer una base para guiar, limitar y dirigir el diseño conceptual, preliminar y detallado, en este caso, de una planta termoeléctrica convencional que utiliza combustible, gas y carbón y que su capacidad puede ser de 160 Mw. ó de 350 Mw.

El objetivo de estos criterios es ayudar en un proyecto para:

- a) Tomar en consideración la práctica y experiencia de la CFE y de la Iniciativa Privada en cuanto a criterios de diseño de plantas termoeléctricas
- b) Proporcionar un juego de información uniforme y controlado que permita a todo el personal asignado a un proyecto de una planta, operar con una base de diseño común
- c) Enumerar detalles que afecten el desarrollo del diseño y que si son cambiados pueden originar un re-examen del diseño
- d) Establecer un punto de partida para futuros cambios de diseño.

Los criterios de diseño presentados en esta tesis están normalizados por C.F.E., por lo que cualquier adición o desviación a dichos criterios (cuando los estudios y evaluaciones indiquen la necesidad o conveniencia de un diseño diferente) se realizarán con la aprobación correspondiente de C.F.E.

Las causas de las desviaciones pueden ser las siguientes:

- a) Condiciones relacionadas con el sitio
- b) Nuevos desarrollos tecnológicos en materiales, métodos, normas y equipos
- c) Experiencia de operación y mantenimiento
- d) Factores económicos actualizados
- e) Previsiones para unidades futuras en la planta.

VI.1 Normas y Códigos

Los sistemas y equipo se diseñarán de acuerdo con las porciones aplicables de los códigos, normas y reglamentos que aparecen abajo. Los fabricantes de equipo, deberán cumplir con la última edición de los códigos incluyendo enmiendas vigentes en la fecha de la orden de compra.

ANSI	American National Standard Institute, para tubería y accesorios, grúas y refrigeración.
API	American Petroleum Institute, para tanques de almacenamiento con venteo a la atmósfera.
ASME	American Society of Mechanical Engineers, para generadores de vapor, tubería crítica y recipientes a presión.
ASTM	American Society of Testing and Materials, para materiales.
FCI	Flow Control Institute, para instrumentación.
ISA	Instrument Society of America, para instrumentación y control.
MSS	Manufacturers Standard Society, para fundiciones.
NEMA	National Electric Manufacturers Association, para motores, generadores y controles.
SAMA	Scientific Apparatus Makers Association, para instrumentación.
AWWA	American Water Works Association, para equipo de filtrado, válvulas y bridas.
AWS	American Welding Society, para soldadura.
FHMA	Feedwater Heater Manufacturers Association, para calentadores de agua de alimentación.
HEI	Heat Exchange Institute, para intercambiadores de calor.
IEEE	Institute of Electrical and Electronic Engineers, para control de motores de combustión interna.
HIS	Hydraulic Institute, Standards, para bombas.

- SSPC Steel Structures Painting Control, para pintura en estructuras de acero.
- TEMA Tubular Exchangers Manufacturers Association, para tubos de intercambiadores de calor.
- AISC American Institute of Steel Construction, para construcciones de acero.
- IEC International Electrotechnical Commission, para equipos de plantas termoelectricas.
- CMAA Crane Manufacturers Association of America, para gruas.
- AGMA American Gear Manufacturers Association, para reductores, incrementadores de velocidad y engranes.
- NFPA National Fire Protection Association, para sistemas de proteccion en calderas, y contra incendio.
- CTI Cooling Tower Institute, para torres de enfriamiento.
- ASHRAE American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, para calefaccion, refrigeracion y aire acondicionado.
- Reglamento para Prevencion y Control de la Contaminacion Ambiental originada por emision de ruidos. Aparecido en el Diario Oficial el 2 de enero de 76.
- OSHA Occupational Safety & Health Administration, para seguridad ambiental.
- SSA Secretaria de Salubridad y Asistencia. (Subsecretaria del mejoramiento del ambiente), para proteccion del medio ambiente.
- SC Secretaria de Comercio, para instalaciones de gas, calderas y normas sobre equipos.
- DGN Direccion General de Normas, para equipos en general.
- AMICA Asociacion Mexicana de Ingenieros en Calefaccion y Aire Acondicionado, para calefaccion, refrigeracion y aire acondicionado.

VI.2 Criterios Generales o Base de Diseño de Sistemas y Equipos

- Para el diseño y dimensionamiento de sistemas, equipo y tuberías deberán emplearse los valores del Balance Térmico del ciclo termodinámico a capacidad garantizada de 100% con servicios. Estas condiciones serán las condiciones normales y la base para adicionar márgenes requeridos por las guías de diseño o códigos.
- Toda la soldadura se llevará a cabo obedeciendo rigurosamente las especificaciones del proyecto y los requisitos para soldadura y fabricación de materiales de las secciones aplicables de los códigos enlistados en el punto anterior a este.
- Las tuberías se dimensionarán por cualquiera de las siguientes formas:
 - a) Por computadora (donde sea aplicable), usando los programas específicos para el dimensionamiento de tuberías
 - b) Por cálculos manuales siguiendo formas normalizadas.

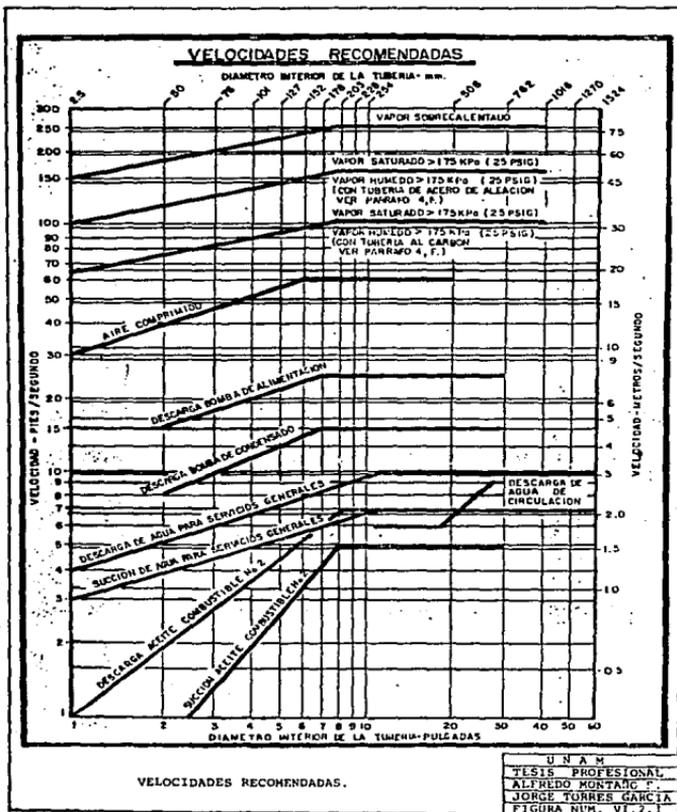
Para ambos casos se usarán las velocidades recomendadas en la gráfica anexa (Fig. VI.2.1).

- Las condiciones de diseño para todas las tuberías de la planta que transporten agua, excepto las críticas, serán como se indica a continuación:
 1. El flujo de diseño es igual al flujo de operación continua (100%), más el 10% del mismo
 2. La presión de diseño es igual a la presión de descarga a válvula cerrada (shut-off), de la bomba $\times 1.05$, ó bien al ANSI/ASME B31.1 (última edición donde no exista sistema de bombeo)
 3. La temperatura de diseño será de acuerdo con lo indicado en el ANSI/ASME B31.1 última edición.
- El diámetro final de la tubería se seleccionará según las condiciones de flujo, la diferencia de presión disponible y la experiencia de los Ingenieros.

Los factores que afectarán el dimensionamiento de las tuberías, pero no en forma limitativa, son los siguientes:

- a) Evaporación súbita, cavitación, vapor húmedo, etc.
- b) Caída de presión disponible, como por ejemplo, la caída de presión en las líneas de extracción

- c) Limitaciones de ruido según la norma OSHA y el "Reglamento para la prevención y control de la contaminación ambiental originada por la emisión de ruidos" que apareció en el Diario Oficial el 2 de enero de 1976
 - d) Limitaciones de la carga neta positiva de succión (CNPS)
 - e) Requisitos de válvulas de control
 - f) Limitaciones en el diseño de los equipos, como el límite superior de velocidad impuesto por el Instituto de Transferencia de Calor
 - g) Las velocidades indicadas en la gráfica anterior, son velocidades adecuadas para los servicios incluidos, están de acuerdo con las prácticas corrientes de Ingeniería y no deberán excederse por más de 10%
 - h) En todos los casos se deberá hacer un análisis breve del sistema para ver si existe una limitación por caída de presión
 - i) Deberá hacerse en todos los casos para vapor sobrecalentado y recalentado, así como para la tubería de agua de alimentación, un cálculo y un análisis de flexibilidad completos
 - j) Los diámetros de las líneas se basarán en el análisis económico entre los costos de la tubería y costos operativos ocasionados por la pérdida de presión a través de los respectivos sistemas.
- Los sistemas que operan continuamente serán diseñados para tener una capacidad de respaldo, que será descrita en cada caso particular más adelante.
 - Se instalarán filtros temporales durante el arranque, tanto en la succión de las bombas de condensado, en las de agua de alimentación, así como en las bombas de los circuitos cerrados.
 - Toda la tubería de vapor se instalará con pendiente de 0.5% calculada en frío y en caliente para tener un drenaje adecuado. Se deberán instalar drenajes con orificio de restricción, válvulas de control o trampas de vapor en todos los puntos bajos de las tuberías. Las trampas deberán tener un filtro a la entrada o integrado a las mismas, así como también a la entrada de los orificios. Los dispositivos restrictivos, como los orificios o toberas en la tubería de vapor de proceso, tendrán agujeros de drenaje adecuados para asegurar que no se almacene agua en la tubería.
 - En el caso de sistema de tubería que necesite interrumpirse completamente por razones de operación, se usarán bridas de aislamiento tipo anteojos cuando sea posible, en vez de carretes removible de tubería.



- Se deberán tomar provisiones para llenar cualquier sello en forma de 'U', como en el caso del sello del drenaje del condensador de eyectores.
- En aquellas regiones donde se tengan temperaturas ambientales menores a -22°C y sostenidas por lo menos durante un período de 24 hrs., deberán considerarse protecciones contra congelamiento en las tuberías.
- Todos los equipos de bombeo que operen en condiciones de succión menores a la atmosférica, se deben proveer de un sello de agua, el cual podrá ser tomado de la tubería de descarga. Se deben proteger principalmente a los equipos que estén de respaldo (sin operar).
- Todas las válvulas que se conecten a recipientes donde la presión de los mismos sea menor a la atmosférica deberán llevar sellos de agua.

VI.3 Requerimientos Generales para Equipos

- Todo el equipo deberá ser diseñado para conservar su integridad estructural y capacidad funcional bajo las condiciones de servicio especificado y para mantener el comportamiento requerido en el presente criterio. El fabricante o proveedor del equipo será el responsable del adecuado diseño estructural del mismo, basado en los criterios incluidos en el presente trabajo.
- Se deberá suministrar al fabricante o proveedor del equipo la información suficiente respecto a las condiciones de servicio y cargas, para asegurar que éste mantenga su capacidad funcional e integridad estructural bajo las condiciones normales de servicio. Para lo cual se deberán tomar en cuenta los efectos de las siguientes cargas:
 - a) Presión
 - b) Cargas vivas y muertas (incluyendo pesos máximos de operación producidos por el equipo)
 - c) Cargas superpuestas causadas por otros componentes como: conexiones de tubería, movimiento y anclas soporte de todas clases, etc.
 - d) Aceleraciones sísmicas
 - e) Cargas dinámicas o efectos de golpes de ariete
 - f) Efectos térmicos.

- Será necesario especificar una vida útil de 30 años para todos los equipos, siempre y cuando dicha vida útil esté dentro de las posibilidades de una buena práctica de ingeniería. Esto no es aplicable a componentes de fácil reemplazo sujetos a desgaste como: sellos, empaquetaduras, juntas y cojinetes.
- Cuando se den las especificaciones y evaluaciones del equipo, se tomará en cuenta el mantenimiento de los equipos, que estos se puedan mantener / reparar con las herramientas disponibles en la planta, que haya un espacio adecuado para estas operaciones, y además, se deben considerar aislamiento, drenaje y ventilación de los equipos para la seguridad de los mismos y del personal durante los periodos de mantenimiento. Los fabricantes están obligados a dar instrucciones para el mantenimiento del equipo.
- Referente a las especificaciones de los materiales, todos los fabricantes deben dar sus equivalencias a ASTM, y trabajar sobre estas, ya que las especificaciones de ASTM al respecto son mandatorias sobre todos los códigos, y, los responsables del proyecto deben verificar que se cumpla con los tipos de materiales especificados en los documentos sujetos a aprobación, así como los indicados en los códigos ASTM para el equipo o aplicaciones en cuestión. Los materiales a incluir en las especificaciones de equipo deberán ser acordes con la experiencia de CFE y/o recomendaciones de consultores con experiencia en el tema.
- La selección de los materiales para los equipos se hará tomando en cuenta su compatibilidad con las condiciones requeridas de servicio y considerando los siguientes factores al especificar o evaluar materiales propuestos por los fabricantes de equipos:
 - a) Efectos corrosivos de los flujos que se manejan
 - b) Compatibilidad con las condiciones ambientales (sismicidad, corrosividad, temperaturas máxima y mínima, humedad, etc.)
 - c) Normas de la industria o del proveedor de materiales
 - d) Consideraciones económicas
 - e) Condiciones de operación a las que se sujetarán (vibraciones, fatiga, etc.).

VI.4 Criterios de Sistemas Principales y Auxiliares

VI.4.1 Sistema de la Turbina Principal

La turbina es una unidad de condensación con recalentamiento y arreglo de Tandem Compound, de dos carcazas con dos flujos en el escape. Tiene una capacidad garantizada igual a la nominal en las terminales del Generador Eléctrico operando a 100% de carga con las condiciones especificadas de vapor, 11.1 KPa (83.23 mm de Hg) de presión absoluta de descarga de la turbina, 2% de agua de repuesto al ciclo, 3600 RPM, y suministrando el vapor de extracción requerido con todos los calentadores de alimentación en operación.

Se suministrarán cedazos permanentes así como provisionales para las válvulas de paro. Estas válvulas, el control y la intercepción del vapor principal y recalentado caliente serán accionadas hidráulicamente para su disparo automático.

En los criterios de diseño, cada proyecto deberá incluir los balances térmicos a VTA y 5% de sobrepresión, VTA, 100%, 75%, 50% y 25% de carga con y sin servicios.

Con el propósito de conocer las repercusiones en el proyecto, se responsabiliza al Grupo de Proyecto a que solicite oportunamente al Proveedor de la turbina las limitaciones que ésta tiene al operar con uno o varios calentadores fuera de servicio, tomando en cuenta todas las posibles alternativas.

Para definir las derivaciones en calentadores de agua de alimentación, se tomarán en cuenta las limitaciones indicadas para cada caso por el fabricante.

Para evitar la admisión de agua en la turbina, se deberá seguir la recomendación emitida por el ASME para la prevención de entrada de agua al grupo turbogenerador, y al diseñar las tuberías de vapor de extracción de alta y baja presión, se deberá observar que ninguna falla aislada del equipo pueda ocasionar la introducción de agua a la turbina, para ello, se tendrán siempre dos dispositivos automáticos independientes de prevención de introducción de agua a la turbina.

VI.4.2 Sistemas de Vapor Sobrecalentado y Recalentado

En plantas de 350 Mw, dos líneas de vapor sobrecalentado conducirán el vapor de la salida del sobrecalentador hasta las válvulas de paro de la turbina. Dos líneas de vapor recalentado frío procedentes de la descarga de la turbina de alta presión retornarán al recalentador del generador de vapor. Finalmente el vapor recalentado caliente será llevado a través de dos líneas hasta las válvulas de bloqueo e intercepción de la turbina de presión intermedia.

Para centrales de 160 Mw sólo habrá una línea de vapor principal, una línea de vapor recalentado caliente y una línea de vapor recalentado frío.

Se deberá contar con una línea de interconexión entre las líneas de vapor sobrecalentado y vapor recalentado caliente, con el propósito de igualar la presión y la temperatura.

Se deberá verificar que las presiones de apertura de las válvulas de seguridad y las presiones generadas por las pruebas de cierre y apertura de las válvulas de paro no rebasen las presiones de diseño de las tuberías de vapor principal, recalentado frío y caliente.

- El criterio para establecer las condiciones de diseño para la tubería de vapor sobrecalentado relacionado a la presión y temperatura a los cuales debe ser diseñado, se determinará en base al código ANSI/ASME B31.1 párrafo 122.1.2.

- Criterio para condiciones de diseño del vapor recalentado:

a) La presión de vapor recalentado frío estará determinada por la presión máxima de salida (a VTA y 5% de sobre-presión con servicios), en la turbina de alta presión más un margen del 15%, mismo que deberá ser verificado por el proveedor de la turbina; en cuanto a la temperatura del recalentado frío, ésta será la correspondiente a la presión de diseño sobre la línea de expansión de la turbina de alta presión.

b) La presión del recalentado caliente será la presión de diseño del vapor recalentado frío menos las caídas de presión de esta tubería y la del recalentador (este dato lo proporciona el proveedor del generador de vapor), correspondientes a carga de VTA y 5% de sobre-presión con servicios; mientras que para la temperatura de recalentado caliente se usará el mismo criterio que para la temperatura de diseño del vapor principal.

VI.4.3 Sistema de Vapor Auxiliar

La alimentación del vapor auxiliar saldrá a partir del punto denominado conexión de vapor auxiliar, el cual se encuentra a la salida del 2o. cabezal del sobrecalentador.

Este vapor auxiliar se usará para los siguientes servicios:

Como servicio normal:

- Generación de vapor secundario para calentamiento de combustible, abajo del 50% de carga
- Calentadores de aire/vapor, abajo del 50% de carga
- Eyectores de aire
- Atomización de combustible
- Calentamiento del agua para el lavado de calentadores regenerativos de aire
- Evaporadora abajo del 50%
- Calentamiento de sosa.

Como respaldo:

- Calentamiento de combustible, del 50 al 100% de carga
- Calentadores de aire/vapor, arriba del 50% de carga
- Evaporadora (arriba del 50% de carga)

En arranque

- Eyectores de arranque
- Desgasificador
- Calentadores de aire de vapor
- Respaldo de puesta en marcha de otra unidad.

-- El suministro de vapor para el Generador Vapor/Vapor (arriba del 50%) y calentadores de aire/vapor (arriba del 50%) será normalmente de la extracción 2.

-- Se tendrá un Generador Vapor/Vapor por unidad de capacidad plena con el propósito de suministrar vapor en el calentamiento del sistema de combustóleo.

-- El vapor de calentamiento que se utilizará en el Generador Vapor/Vapor se suministrará de la extracción No. 2 de la turbina y se tendrá un respaldo del cabezal del sistema de vapor auxiliar. Los drenes de este generador se recolectarán en un tanque y normalmente se enviarán de ahí al desgasificador, y en cargas bajas, al condensador.

-- El vapor para calentamiento del combustible generado por este generador deberá ser saturado seco con una calidad mínima de 99%.

* Criterios para el diseño del Generador Vapor/Vapor.

Presión y Temperatura de Diseño (lado tubos)

La presión debe considerarse al 120% de la presión de la extracción de vapor No. 2 de la turbina al 100% de servicio, aproximando está al múltiplo de 1.00 Kg/cm², inmediato superior, tomando las previsiones necesarias en caso de que se utilice vapor auxiliar para que las condiciones de éste, no sobrepasen a las de diseño del Generador Vapor/Vapor. La temperatura se obtiene entrando en el Diagrama de Mollier a condiciones normales de presión y temperatura del vapor y siguiendo una línea a entropía constante hasta llegar a una presión del 120% de la presión normal de operación. La temperatura será la leída en este punto, pero aproximándola al múltiplo de 5.5 °C inmediato superior.

Presión y Temperatura de Diseño (lado carcaza)

La presión será al 105% de la presión de descarga a válvula cerrada de las bombas de retorno de condensado del mismo sistema, aproximando ésta al múltiplo de 1.00 Kg/cm², inmediato superior. La temperatura será la correspondiente (en condiciones de saturación) a la presión de diseño lado carcaza.

VI.4.4 Sistema de Condensado

VI.4.4.1 El sistema de condensado estará diseñado para manejar el flujo continuo indicado en los balances térmicos a 100% de carga con servicios.

VI.4.4.2 Los calentadores de agua de alimentación de baja presión estarán diseñados de tal manera que la diferencia terminal de temperatura sea de 2.77°C, y su diseño este de acuerdo a las recomendaciones del HEI.

Los calentadores serán en tubos en forma de 'U', del tipo vertical con cabezal hacia abajo, excepto el calentador No. 1, el cual será horizontal e irá colocado en el cuello del condensador.

El flujo de condensado por el lado de los tubos de los calentadores de baja presión estará regulado por una válvula de control colocada a la entrada del desgasificador, esta válvula recibe señal de control del nivel del tanque de almacenamiento del desgasificador. Cada par de calentadores estará provisto de válvulas de corte y derivación en la línea de condensado, excepto el desgasificador.

Los materiales y características de construcción están indicadas en la Especificación Normalizada CFE XA000-02.

Condiciones de Diseño:

a) Presión lado carcasa

P. máxima op. = Presión absoluta en la boquilla de la turbina con el balance térmico de VTA con servicios y 5% de sobrepresión.

P. diseño = $(1.15 \times P. \text{máx. op.} - P. \text{atm}) \times 1.10$ redondeado a los valores próximos superiores de 100 KPa. Esta presión de diseño nunca debe ser menor de 350 KPa.

b) Presión lado tubos

P. diseño = Presión a válvula cerrada de las bombas de condensado $\times 1.05$ redondeado a los valores próximos superiores de 100 KPa.

c) Las temperaturas de diseño lado carcasa y lado tubos deben ser calculadas de acuerdo a la última edición de HEI.

VI.4.4.3 Se emplearán dos bombas centrifugas verticales de condensado con 100% de capacidad cada una, para manejar el flujo de condensado desde el pozo caliente del condensador hasta el calentador desgasificador, dichas bombas estarán impulsadas por motores eléctricos y contarán con un sistema de recirculación de flujo mínimo. Su velocidad no debe exceder las 1200 RPM.

La presión corresponde a la curva del sistema con el flujo incluyendo un 7% de oleaje, este flujo, o flujo de diseño será el condensado a 100% de carga con servicios más: flujos de sellos de válvulas, dosificación química, flujos de sellos de bombas de agua de alimentación, etc., más un 7% por oleaje y un 3% por desgaste.

Por cada bomba se tendrá una tubería de succión de las bombas de condensado cuidando que la válvula check de descarga quede abajo o lo más cerca posible del nivel mínimo del pozo caliente.

Si los requerimientos de la turbina corresponden en operación a VTA y 5% de sobrepresión, se cubrirá la condición anterior haciendo operar simultáneamente las dos bombas.

VI.4.4.4 El condensador será de dos pasos para sistemas de enfriamiento cerrado y de un paso para sistemas de enfriamiento abierto, de presión única. Debe ser de superficie, de construcción soldada, horizontal de un solo cuerpo con zona integral de almacenamiento de condensado, cajas de aguas divididas y tubos rectos. El tamaño del condensador, para cada caso en particular será el que resulte de la optimización del sistema de agua de circulación.

El pozo caliente deberá ser único, diseñado para que el condensado permanezca en éste 3 minutos después del primer elemento de conductividad hasta su salida. La capacidad de almacenamiento de este pozo será la que corresponda a 5 minutos del flujo de condensado a 100% de carga sin servicios.

Los materiales y características de construcción se indican en la especificación normalizada CFE XA000-02.

VI.4.5 Sistema de Agua de Alimentación

VI.4.5.1 El sistema de agua de alimentación deberá ser capaz de manejar el flujo continuo requerido por el generador de vapor.

VI.4.5.2 Los calentadores de agua de alimentación, de alta presión se diseñarán de tal forma que la diferencia terminal de la temperatura sea de 0°C, y la aproximación de drenajes 5.55°C, diseñados de acuerdo a las recomendaciones del HEI. tendrán válvulas de corte y derivación motorizadas, serán de tubos en "U" de dos pasos en el lado de tubos y tres zonas; de sobrecalentamiento, condensación y subenfriamiento de drenajes en el lado de la carcasa, con cabezal hacia abajo.

La sobrepresión del cabezal del agua de alimentación, se evitará por medio del sistema de disparo de las bombas de agua de alimentación (el cual parará a una de estas bombas antes de que exceda la presión de diseño de los tubos de los calentadores), y del diseño hidráulico de velocidad variable. El disparo de la válvula de seguridad será 6% menos de la presión de diseño, considerando también un 6% de acumulación en la válvula.

Las presiones de diseño y protección por sobrepresión de tubería y calentadores de agua de alimentación, será de acuerdo con la guía de diseño AE-10 (emitida por la CFE).

Los materiales y características de construcción se indican en la especificación normalizada CFE MA000-02.

- a) Presión lado carcasa
P. máxima op. = Presión de vapor de extracción de la turbina para VTA y 5% de sobrepresión de carga (abs)
P. diseño = $(1.15 \times P \text{ máx. op.} - P. \text{atm}) \times 1.10$ redondeando a los próximos superiores 100 MPa.
- b) Presión lado tubos
P. diseño = P. máxima a la descarga de las bombas de agua de alimentación $\times 1.05$ redondeando a los próximos superiores 100 MPa.
- c) Las temperaturas de diseño lado carcasa / lado tubos deben ser calculados de acuerdo a la última edición del HEI.

VI.4.5.3 Se tendrán 3 bombas de agua de alimentación de una capacidad de operación del 50% cada una ya que el arreglo del sistema de bombeo de agua de alimentación estará diseñado para funcionar con una sola bomba a cargas del 50% o menores y para cargas mayores del 50% se emplearán dos bombas quedando una de reserva. Estas bombas entregarán el agua de alimentación al generador de vapor de los calentadores de alta presión.

Cada bomba tendrá en forma individual sistemas de recirculación de flujo mínimo, un sistema de acoplamiento del tipo hidráulico de velocidad variable, y será accionada por medio de un motor eléctrico de inducción.

El flujo de diseño será para dos bombas, tomando como base el flujo a 100% de carga con servicios más flujos auxiliares (atemperación, etc.), más un 7% por oleaje y un 3% por desgaste.

La presión de diseño será la que corresponda a la curva del sistema con el flujo, e incluirá el 7% por oleaje, lo anterior deberá estar de acuerdo con la guía de diseño AE-9 (emitido por CFE).

La condición en que operarán simultáneamente las 3 bombas será cuando los requerimientos de la turbina sean los correspondientes a la operación a VTA y 5% de sobrepresión.

VI.4.5.4 El calentador desgascificador de agua de alimentación será horizontal, del tipo de charolas con espesas rociadoras, con capacidad para suministrar continuamente agua

desgasificada desde el gasto mínimo hasta el máximo, con un contenido residual que no excederá de 0.005 cc/l. Estará alimentado por vapor de extracción a partir de la descarga de la turbina de presión intermedia. El tanque de almacenamiento de este desgasificador se dimensionará para una capacidad de 120 m³ para unidades de 350 Mw. y 55 m³ para unidades de 160 Mw., estará situado bajo el calentador desgasificador, pero deberá ser elevado para dar la suficiente carga neta positiva de succión (CNPS) a las bombas de agua de alimentación, de acuerdo con la recomendación del ASME No. 71-WA/pwr2, "Analysis of Feedwater Pump Suction Pressure decay under instant turbine load rejection".

Las condiciones de diseño para el desgasificador serán las mismas que para los calentadores de baja presión, de acuerdo al HEI.

La operación de la primera válvula de seguridad deberá ser 10% arriba de la presión máxima de operación.

La altura entre el nivel de derrame y la parte superior del tanque de oscilación será de 30 cm.

VI.4.6 Sistema del Generador de Vapor

Para turbogeneradores de capacidad nominal de 350,000 Kw, el generador de vapor deberá producir vapor sobrecalentado a 17.36 MPa, 541°C y vapor recalentado a 541°C.

Para el caso de turbogeneradores con capacidad nominal de 160,000 Kw, el vapor sobrecalentado deberá ser de 13.07 MPa y 541°C, y el vapor recalentado de 541°C.

La capacidad máxima continua del generador de vapor deberá de ser la de la demanda de la turbina operando a VTA, considerando ésta como el 105% del flujo a 100% de capacidad con servicios, y considerando una sobrepresión del 5% con todos los calentadores en servicio.

Estos márgenes de diseño corresponden a unidades que queman gas o combustóleo; ya que, en las que se use carbón, estos márgenes podrán ser mayores dependiendo de las características del carbón que se quemará.

Los generadores de vapor podrán ser de circulación forzada o natural, dependiendo de la capacidad de la planta.

VI.4.7 Sistema de Agua de Circulación

VI.4.7.1 Criterios del Sistema.

En este sistema se incluyen las fuentes de agua (agua de mar, lago, río, estanque o torre de enfriamiento), obra de toma, ductos, lado de los tubos del condensador y la estructura de descarga o torre de enfriamiento.

La obra de toma tendrá un canal, rejillas fijas con dispositivos de limpieza, mallas giratorias, guías para compuertas de aislamiento en cada canal, bombas de agua de circulación, bombas de lavado de mallas, provisiones para tratamiento químico y una gufa para el manejo del equipo.

Para cada proyecto se determinarán (con la aprobación de la Jefatura de Disciplina Mecánica), los requerimientos para choque térmico, retrolavado, tratamiento químico, separación de sólidos y/o limpieza automática de tubos. Todo se hará tomando en cuenta factores tales como la composición química del agua, la contaminación y la vida animal de cada sitio. A manera de lineamiento general se establece que en caso de tener retrolavado es conveniente que la unidad opere ininterrumpidamente y sin reducción de carga.

Requerimientos en Agua de Circulación:

Calidad del agua	Tratamiento químico	Choque térmico	Retro-lavado	Limpieza automática
Agua de mar	X	X	X	
Agua dulce circ.cerrada	X			X
Agua de mar	Mallas (X) giratorias	Filtros antimejillones	(X)	

Incluyendo el tratamiento químico, se deberá considerar una descripción y análisis del agua en el criterio de diseño de cada proyecto.

La obra de toma y el arreglo del cárcamo de cada bomba deberá estar de acuerdo con el Hydraulic Institute Standars, para instalaciones de bombas y con las recomendaciones del proveedor, también se recomienda realizar modelos de obra de toma y cárcamos. Tanto el costo en obra de toma como su incremento en longitud, deberán ser evaluados en cada una de las alternativas que presenta cada uno de los proveedores de bombas y mallas.

Conviene tener una tubería por cada bomba en la línea que va de las bombas al condensador, para tener condiciones más estables de carga y flujo, además de una mayor flexibilidad.

La velocidad del agua a la entrada de la obra de toma, mallas y bombas, con un nivel normal, no deberá exceder de 30 cm/seg.

Si las condiciones del sistema no se alteran, la tubería de salida del condensador puede ser común por unidad, pero no se deben interconectar descargas de varias unidades.

En sistemas abiertos, la tubería de descarga podrá incluir un pozo de sello diseñado para recuperar la carga máxima permisible del sifón (donde esto sea aplicable).

Las válvulas y la tubería deberán estar arregladas para permitir todas las formas de operación dentro de los límites y sin presiones excesivas o golpes de ariete. Para el vaciado del sistema se recomienda usar como referencia la Guía de Diseño Civil C-12.13 'Sistema de Agua de Circulación' y la Guía de Diseño Mecánico M-14, 'Bombas Centrifugas', para tomar las medidas de prevención necesarias.

VI.4.7.2 El sistema de agua de circulación se deberá optimizar en base a las siguientes variables y parámetros.

1. Datos relacionados con el origen del agua de circulación, calidad y temperaturas incluyendo variaciones diarias y temperatura de bulbo húmedo para sistemas con torre de enfriamiento. Las temperaturas de diseño del agua de mar y de bulbo húmedo se calcularán a partir de la curva de duración para el sitio del que se trate tomando el valor de 5% acumulado de las horas de verano.
2. Factor de capacidad de la planta y programa de carga
3. Costo de combustible y costo de capital
4. Presión de escape de la turbina y C.T.U.
5. Carga térmica a 100% con servicios (100% sin servicios para centrales carboeléctricas)

6. Costos de equipo
7. Diámetro, longitud, calibre y material de los tubos del condensador
8. Diámetro y material del ducto de agua de circulación
9. Velocidad del agua en los tubos del condensador
10. Carga térmica del agua de enfriamiento para auxiliares y costo del agua de repuesto en el caso de que haya torre de enfriamiento
11. Costos por consumo de energía y demanda de potencia.

Nota: La alternativa óptima se deberá verificar para todas las condiciones de operación.

VI.4.7.3 El sistema se diseñará con dos bombas de agua de circulación de 50% de capacidad cada una, debe contarse además con un equipo de bombeo completo ensamblado en almacén, las partes de repuesto serán las indicadas en la especificación normalizada CFE W 2000-03.

El flujo obtenido en el estudio de optimización y la presión de descarga de la bomba, será la carga estática más las pérdidas por fricción de tubería y condensador, considerando además el efecto adecuado de sifón en sistemas que no utilicen torre de enfriamiento. Estos datos de diseño no deberán tener ninguna restricción.

Tanto las bombas como los motores deberán ser especificados para operar bajo cualquier situación transitoria posible y en las condiciones normales de operación.

En caso de ser aplicables, se deberán analizar las condiciones de operación y si es necesario los datos obtenidos se incluirán en las especificaciones.

- Una y dos bombas en operación, con rotación inversa
- Arreglo y dimensiones de tubería, estructura y equipo
- Retrolavado, choque térmico
- Llenado y arranque del sistema
- Flujos y cargas máximas y mínimas
- Condiciones extremas de temperatura y factor de ensuciamiento
- Válvulas cerradas o parcialmente abiertas
- Condiciones de lubricación y enfriamiento
- Cambios de nivel en el agua
- El agua para sellos y chumaceras no deberá contener partículas sólidas mayores de 50 micrones de diámetro
- Los motores no deberán requerir agua de enfriamiento.

VI.4.7.4 El tamaño del condensador en relación a la superficie resultante del estudio de optimización deberá estar dentro de las limitaciones de los proveedores de condensadores, marcos del pedestal, NPT del piso de operación y NPT del mezanine.

Los materiales para los tubos del condensador serán:

Tipo de enfriamiento	Material
a) Agua de pozo limpia	Admiralty
b) Agua de mar	Cupro níquel 90-10
c) Agua negra	Cupro níquel 90-10

La totalidad de los materiales recomendados se encuentran en la especificación normalizada CFE XA000-02.

En la sección de extracción de gases incondensables los tubos deberán de ser de cupro níquel 70-30.

Cuando sea necesario las cajas de agua de salida tendrán una válvula de interconexión para retrolavado y/o choque térmico. Cuando se tenga agua dulce de enfriamiento el recubrimiento interno de las cajas de agua será de material epóxico o neopreno con ánodos de sacrificio de magnesio; en el caso de agua salada el recubrimiento será de neopreno con protección catódica de corriente impresa. Los recubrimientos de las tuberías de agua de circulación, de acero al carbón, serán los mismos que para las cajas de agua.

El vacío en la parte más alta de las cajas de agua de salida no deberá exceder del 80% del vacío máximo teórico.

VI.4.7.5 Los parámetros de la torre de enfriamiento serán tomados de los resultados del estudio de optimización, excepto el tipo de torre de enfriamiento, el cual podrá ser analizado por separado tomando en cuenta las condiciones atmosféricas del sitio.

En el caso de torres rectangulares, la torre debe ser diseñada y localizada de acuerdo a "A Study of Cooling Tower Recirculation" de la junta anual de ASME de noviembre de 1972.

La torre deberá estar provista de dos cabezales de

distribución de tal manera que en caso de salir fuera de servicio una bomba, se puedan operar la mitad de todas las celdas de la torre, o también sacar de operación celdas completas para darles mantenimiento o repararlas, por lo cual cada ramal de alimentación a cada celda, deberá de contar con válvulas aisladoras del tipo de disco.

Será necesario analizar la posibilidad de instalar torres de enfriamiento con relleno de madera o relleno de plástico y con estructura de concreto o madera, así como con chimeneas de madera o plásticas. Los herrajes deberán ser de acero inoxidable 304.

Como referencia usar el boletín "Cooling Tower Fundamentals" editado por la Compañía Marley.

La purga de la torre dependerá de los componentes químicos del agua de repuesto y del número máximo de concentraciones permisibles en el agua de circulación. Esto deberá determinarse en particular para cada planta.

El agua de repuesto será la suma de los siguientes factores:

- a) Evaporación del agua de circulación en la torre de enfriamiento
- b) Arrastre de agua en el aire
- c) Fuga de la torre
- d) Fugas posibles en el sistema de agua de circulación

Para el consumo del agua de repuesto se recomienda el papel del ASME No. 69-WA PWR-3 "Water Consumption Determination for Steam Power Plant Cooling Towers", y la publicación editada por la CFE, Gerencia General de Operación en 1970 "Aspectos Químicos en la Generación de Energía Eléctrica".

El agua de repuesto a la torre de enfriamiento deberá de suministrarse directamente a la pileta y en un punto tal que no se mezcle directamente con la purga de la torre.

Se tendrá un sistema de mallas giratorias instaladas en la obra de toma capaz de filtrar a todos los niveles de agua de circulación el gasto de agua requerida por el condensador al 100% de carga con servicios (100% sin servicios para centrales carboeléctricas).

La eliminación de basura se hará previamente a las mallas giratorias mediante un bastidor de rejillas fijas.

Cada malla operará automáticamente mediante un sistema de

control e indicación de nivel registrados en un tablero de control localizado en la obra de toma, además contará con un sistema automático de limpieza que suministrará agua a las boquillas aspersoras, en cantidad y presión suficientes para remover los escombros adheridos a la malla. El agua para la limpieza de las mallas es suministrada a través de dos bombas centrifugas horizontales por cada dos mallas, considerando como el gasto de las bombas, el necesario para lavar simultáneamente las dos mallas.

VI.4.8 Sistema de Agua de Enfriamiento de Auxiliares

VI.4.8.1 Circuito Cerrado

Se deberá tener un sistema cerrado de enfriamiento por cada unidad, el cual será diseñado con la capacidad necesaria para enfriar los componentes auxiliares en condiciones de máxima carga.

La capacidad del sistema será provista por dos bombas verticales de 100% de capacidad para cada unidad.

Dependiendo del sistema de agua de circulación de la planta, las bombas se instalarán en cárcamos individuales localizados en la torre de enfriamiento o en una cisterna de bombeo.

Una bomba operará normalmente y la segunda bomba estará en reserva, lista para funcionar automáticamente en caso de disminución de presión en el cabezal de descarga.

Las bombas descargarán a un cabezal, de donde se distribuirá a los equipos y posteriormente regresarán en descargas individuales o por grupos a la torre de enfriamiento o cisterna según se requiera.

VI.4.8.2 Circuito Abierto

El sistema abierto de agua de mar utilizará dos bombas verticales de cárcamo húmedo localizadas en la obra de toma de 100% de capacidad operando una normalmente y la otra en reserva. Esta entrará en operación automáticamente en cuanto se detecte una disminución de presión en el cabezal de descarga. Estas bombas alimentarán a los intercambiadores de calor del sistema cerrado de enfriamiento de los cuales se contarán dos intercambiadores por unidad de 100% de capacidad cada una para proveer la redundancia adecuada.

VI.4.9 Sistema de Agua de Servicio

El sistema de agua de servicio proporcionará los requerimientos de agua necesarios para satisfacer las necesidades de servicio en regaderas, baños, estaciones de servicio, agua de prelubricación y emergencia en chumacera de agua de circulación, etc.

Por cada módulo de dos unidades se contará con lo siguiente:

- Un tanque de 12 m³ de capacidad
- Dos bombas de 100% de capacidad
- Dos bombas de lavado de precalentadores

Lo anterior será tanto para unidades de 160 Mw. así como de 350 Mw.

El tanque de 12 m³ de capacidad será dispuesto en la estructura del desgasificador a una elevación de 21 mt. a partir de la línea de centros. Este tanque alimentará todas las zonas existentes incluyendo las del generador de vapor en los niveles donde pueda proporcionar como mínimo una presión en la boquilla de 0.5 Kg/cm². En los niveles donde no se alcance la presión mínima recomendada se utilizará la bomba de lavado de precalentadores para satisfacer las necesidades de agua de servicio.

Se utilizarán dos bombas de 100% de capacidad para alimentar el tanque elevado de agua de servicio, las cuales operarán alternadamente utilizando un secuenciador de arranque.

Las bombas de lavado de precalentadores de aire, serán dimensionadas en base a los requerimientos necesarios para satisfacer este servicio, se utilizarán cuando se requiera proporcionar agua de servicio en aquellos niveles donde no sea suficiente la altura estática del tanque elevado para proporcionar la presión mínima recomendada.

La alimentación de las bombas de agua de servicio estará definida en cada proyecto por la disciplina química, la cual será quien estudiará la disponibilidad de agua en el sitio.

VI.4.10 Sistema de Protección Contra Incendio

Para el suministro de agua contra incendio se utilizarán tres bombas para toda la planta, centrifugas horizontales cuando

se tenga un tanque atmosférico y en el caso de utilizar un estanque para almacenar el agua del sistema las bombas serán verticales.

Estas bombas verticales y/o horizontales succionarán directamente de la fuente de suministro correspondiente.

Dos de las tres bombas serán del 100% de carga, una será accionada con motor eléctrico y la otra con motor diésel a fin de proporcionar presión suficiente en la línea principal del circuito en áreas exteriores y dar una presión residual mínima de 448 KPa. con un gasto de 6 lts/seg. en la estación de mangueras más alejada de las bombas contra incendio. Se utilizará una tercera bomba presurizadora, accionada con motor eléctrico, para mantener la presión de los cabezales de los circuitos del sistema.

En el caso de que la central consuma combustible el área de almacenamiento de éste y las áreas exteriores restantes, estarán protegidas con una red provista de hidrantes, monitores y estaciones de mangueras, además se deberá estudiar la posibilidad de usar sistema de espuma para la protección de los tanques de combustible.

Al generador de vapor se lo protegerá instalando gabinetes contra incendio en todos sus niveles y opuestos a 180°.

En caso de máquinas, se instalará lo siguiente:

1. Sistema automático de rociadores de tubo húmedo para las bombas de agua de alimentación
2. Sistema automático de aspersión de agua para la unidad de aceite de sellos de hidrógeno, acondicionador de aceite lubricante del turbogenerador y transformadores
3. Para el cuarto de control (tablero principal y relevadores), así como el cuarto de baterías, tendrán un sistema de protección contra incendio adecuado, como alternativa se puede tener una red de CO₂.
4. Extintores a base de productos químicos secos y SO₂, se usarán según se requieran para la protección de equipos.

Adicionalmente a lo escrito antes, se deberán consultar las siguientes normas:

- NFPA 13 Instalación de sistemas rociadores
- NFPA 15 Sistemas fijos de aspersión de agua
- NFPA 20 Bombas centrifugas contra incendios
- NFPA 70 Código nacional eléctrico

NFFA 72E Detectores de fuego, automático
NFFA 231 Almacenamiento general bajo techo
y la Gufa de Diseño KC-1.

VI.4.11 Sistema de Aceite Lubricante

Cada turbogenerador contará con un sistema completo de aceite de lubricación, el cual consistirá de un tanque de almacenamiento, un acondicionador con bombas de transferencia, una bomba centrífuga sobre el rotor de la turbina, una bomba auxiliar impulsada por motor de C.A. de suficiente capacidad para sustituir a la bomba centrífuga principal, una bomba secundaria de emergencia impulsada por motor de 125 Volts. C.D., una bomba para tornaflecha impulsada por motor de 450 Volts. C.A., un purificador tipo centrífugo y dos enfriadores de 100% de capacidad cada uno, con una válvula doble (duplex) de tres vías, con el propósito de que uno de ellos pueda ser retirado de servicio para mantenimiento mientras la unidad esté operando, sin reducción de carga en el momento de hacer el cambio.

La bomba auxiliar deberá ser autolubrificante y arreglada para arrancar automáticamente cuando disminuya el suministro de la bomba principal sobre la flecha, por falla o paro normal.

El acondicionador filtrará y purificará el aceite de operación continua, en derivación y con una capacidad del 10% del gasto total del aceite en circulación. Los elementos filtrantes serán del tipo de cartucho desechable.

El purificador de aceite tipo centrífugo será estacionario, con una capacidad del 20% por hora del flujo total circulante y será instalado en derivación al sistema principal de lubricación.

El tanque de almacenamiento y el acondicionador serán de placas de acero con la superficie interior protegida con una capa de compuesto de aluminio Rust-Ban PH6247 o similar.

Los enfriadores contarán con tubos de cupro níquel 90-10 de 16 mm. (5/8 plg) de diámetro exterior, calibre 13 BWS mínimo, serán diseñados para agua de enfriamiento con una presión de 9 Kg/cm². Es responsabilidad del grupo de proyecto verificar la necesidad de utilizar algún material epóxico para proteger las cajas de agua y las superficies internas en contacto con el medio de enfriamiento.

Se utilizarán bolsas de poliuretano para el almacenamiento

del aceite durante el periodo de mantenimiento al sistema de lubricación completo. La capacidad de las bolsas será tal que acepte el total de aceite en el sistema, incluyendo el que se encuentre en el acondicionamiento en los enfriadores, en el tanque principal, en las tuberías, válvulas y accesorios.

La transferencia del aceite se hará por medio de una bomba portátil con mangueras en la succión y en la descarga. Es responsabilidad del grupo de proyecto localizar las boquillas para la conexión rápida de la bomba, así como el sitio en que se colocarán las bolsas.

VI.4.12 Sistema de Aceite Combustible

El sistema de aceite combustible principal comprende el suministro de combustóleo desde el tanque de día. El diseño de este sistema será para dos unidades generadoras, se tendrán tres bombas tipo tornillo de alimentación a quemadores del 100% de consumo de una unidad, dos en servicio y una de reserva, los calentadores de combustóleo a quemadores también serán tres del 100% cada uno, dos en servicio y uno de reserva.

Cada tanque de día deberá abastecer en forma independiente a su correspondiente generador, con la posibilidad de que en caso necesario cualquiera de ellos pueda abastecer a los dos generadores de vapor.

La capacidad de cada bomba de alimentación a quemadores se determinará por las necesidades del generador de vapor a 100% de carga más un margen del 10%, la presión de descarga de la bomba será la requerida en los quemadores, más la caída de presión en todo el sistema más la altura estática de la bomba al quemador más alto.

El diseño del sistema de alimentación de combustóleo a quemadores será de acuerdo al código NFPA-85D, "Standard for Furnace Explosions Fuel Oil-Fired Multiple Burner Boiler-Furnaces". Se deberá tener un sistema de combustóleo (Bunker 'C') para abastecer al sistema de quemadores principales, el cual será suministrado con el equipo del generador de vapor. Este sistema tendrá una capacidad para alimentar al generador de vapor a capacidad máxima continua sin la ayuda de combustibles alternos. Cada unidad de 350 Mw. tendrá un tanque de almacenamiento con capacidad mínima para permitir la operación del generador de vapor durante 20 días a una carga del 80%; en plantas con unidades de 160 Mw. se tendrá un tanque de

almacenamiento por cada dos unidades, este permitirá la operación de los dos generadores de vapor durante los 20 días a una carga del 80%. Esta capacidad podrá ser mayor dependiendo de la confiabilidad e intervalos del suministro.

El sistema de transferencia de los tanques de almacenamiento a los tanques de día será por medio de bombas tipo tornillo, se instalarán 2 bombas del 100% de capacidad por cada dos unidades, definiendo como 100% la capacidad para llenar un tanque de día por una bomba en 4 horas. El almacenamiento del tanque será de 12 horas a un factor de planta de 100%.

El tanque de almacenamiento principal y el tanque de día contarán con calentadores de succión, los cuales elevarán la temperatura del combustible hasta alcanzar una viscosidad de aproximadamente 2300 SSU para su fácil manejo. El vapor de calentamiento será vapor del generador vapor/vapor. Los calentadores para la transferencia de aceite combustible para los tanques diarios serán dos del 100% de la capacidad de cada bomba de transferencia.

Toda la tubería tendrá aislamiento y contará con veras de vapor, será de acero al carbón y se localizará en trincheras de fácil acceso para inspección. Todos los tanques serán atmosféricos, con techo cónico, trampa de flama y material de acero al carbón, serán diseñados de acuerdo a las normas A.P.I.

Todos los filtros del sistema de combustible deberán ser duplex tipo canasta. Se tendrá un sistema auxiliar de aceite combustible para abastecer de aceite diesel al motor diesel del generador eléctrico de emergencia y al motor de la bomba contra incendio.

VI.4.13. Sistema de Aire Comprimido y de Servicios

El sistema de aire comprimido deberá proporcionar aire para los requerimientos de instrumentación y servicios. El aire disponible para instrumentación debe ser seco y libre de aceite, a diferencia del aire disponible en las estaciones de servicio, el cual no contará con ninguna de estas dos últimas cualidades.

Para módulos de dos unidades se utilizará el siguiente criterio:

- Tres compresores no lubricados para aire de instrumentos (reciprocantes);

- Dos compresores lubricados para aire de servicio (reciprocantes)
- Dos secadoras de torres gemelas para aire de instrumentos
- Dos tanques de almacenamiento de aire comprimido (uno para cada servicio)

La capacidad de cada uno de los equipos será en base a:

- La capacidad de cada compresor de aire de instrumentos será determinada en base a la adición de los requerimientos continuos y requerimientos intermitentes frecuentes de dos unidades. Los requerimientos intermitentes remotos, como son la regeneración de pulidoras, deberán satisfacerse con el compresor de reserva.
- El tercer compresor se considerará para servicio rutinario de mantenimiento preventivo.
- Al total de los requerimientos de aire comprimido se le adicionará un margen único de 10% para cubrir desgaste y fugas. El flujo de aire requerido para la secadora será considerado por el fabricante del compresor y no será incluido en el cálculo de la capacidad.
- La capacidad de los compresores será especificada un 20% mayor a los requerimientos calculados. La capacidad de cada compresor de servicio será calculada en base a la demanda requerida por las dos unidades sin considerar los requerimientos de arranque y emergencia del generador de vapor y se verificará que estos sean cubiertos con la operación simultánea de los dos compresores de servicio y donde se requiera se ajustará la capacidad de los mismos para cubrir esta eventualidad. No se deberán considerar los usos simultáneamente (aire de servicio, emergencia o arranque), para la determinación de la capacidad de los compresores.
- Se considera un compresor para suministrar el aire de servicio de las dos unidades, considerándose el otro de respaldo.
- Se adicionará un 10% a los requerimientos para desgaste y fugas, y el compresor será especificado un 20% mayor a lo requerido, asimismo los flujos intermitentes serán reducidos por un factor de diversificación que considere su uso.

La compresión de descarga de los compresores de servicio e instrumentos será de 110 ó 125 Kg/m². Asimismo se deberá proveer una interconexión de los compresores de servicio a la línea de aire de instrumentos, la cual será protegida por medio de filtros

y separadores de aceite, y estará normalmente cerrada. Esta interconexión permitirá en caso de emergencia utilizar aire de servicios para instrumentación.

La capacidad de las secadoras será determinada en base a requerimientos de aire comprimido para instrumentos para dos unidades con un margen extra de capacidad de un 5% con una temperatura en el punto de rocío a la salida de aire de -40°C con condiciones de aire ambiente de 90% de humedad relativa. Los requerimientos de aire para regeneración serán fijados por el proveedor y no serán deducidos de la capacidad especificada.

Se considera una secadora en operación para satisfacer los requerimientos de dos unidades considerándose la otra de respaldo.

La capacidad de los tanques de almacenamiento de aire comprimido será dimensionada considerando que conjuntamente con la capacidad de la tubería del sistema y cuando el compresor en operación falle, no se permita un descenso en la presión por debajo de 5.6 Kg/m^2 en el tiempo de puesta en servicio del compresor de respaldo o de emergencia.

C A P I T U L O V I I

CONCLUSIONES

Como se ha planteado en el presente trabajo de tesis, es muy difícil y complejo el poder conjuntar los criterios de diseño de una central de vapor, y más aún si se considera que la información respectiva es muy limitada, ya que los libros y documentos que hablan al respecto únicamente hacen referencia a diseño de equipos en forma aislada, y que es más difícil que lo conjunten en algún sistema. Por lo tanto se considera que en esta tesis se llegaron a conjugar dos aspectos muy importantes:

- Que el presente estudio está basado en varias fuentes de información, las cuales, a nivel nacional, son muy difíciles de poder conseguir
- Que este trabajo podrá servir en el futuro como base de ingeniería preliminar para aquellas instituciones que deseen iniciarse en el diseño de centrales de vapor convencionales.

Como una muestra de la importancia de partir de una Ingeniería Básica, se desarrollará como conclusión, la aplicación de los criterios de diseño en una forma práctica a algunos de los sistemas analizados anteriormente.

Otro punto importante, y con el cual se inicia el presente capítulo es el balance térmico del ciclo, ya que con el balance térmico se conoce el comportamiento del vapor en los diferentes sistemas y equipos, y así se puede saber si está operando correctamente la central en todas y cada una de sus partes.

Para el desarrollo de este tema es necesario partir de muchos datos supuestos ya que, al proyectar una central termoeléctrica es necesario hacer un arreglo o disposición de cada uno de los sistemas y equipos (principales y auxiliares) que la componen, se debe llegar además a la correcta elección de los equipos, para ello es necesario conocer las características y las condiciones de funcionamiento del equipo en general.

Antes de iniciar el balance térmico del ciclo resulta conveniente hacer algunas aclaraciones acerca del ciclo con el cual se va a trabajar.

VII.1 Elección del Ciclo

La elección del ciclo de estas unidades se determina mediante un estudio económico y tomando en cuenta los valores y arreglos preferidos por los fabricantes. Estos valores y arreglos son los mostrados en las tablas VII.1.a y VII.1.b, de acuerdo con éstas se analizará el ciclo mostrado en la Fig. VII.1.1 para un valor de presión de 169 Kg/cm² y considerando las siguientes condiciones:

- 538 °C de temperatura de vapor principal
- 538 °C de temperatura de vapor recalentado
- 83 mm de Hg. de presión absoluta en el condensador
- 5% de caída de presión en todas las líneas de extracción de vapor
- 10% de caída de presión en las tuberías de recalentado y recalentador
- 3.5 Kg/cm² de caída de presión en la tubería de vapor principal
- 7 etapas de calentamiento de agua de alimentación de las siguientes características:
 - 2 calentadores de alta presión de agua de alimentación con "aproximación" en el enfriador de drenes de 5.6°C y 0°C de diferencia terminal de temperatura
 - 1 calentador abierto (deareador) al cual se conecta la succión de la bomba de agua de alimentación con 0 °C de diferencia terminal de temperatura
 - 4 calentadores de baja presión con "aproximación" en el enfriador de drenes de 5.6 °C y 3°C de diferencia terminal de temperatura

Los consumos específicos (heat rate) de los ciclos, se muestran en la Fig. VII.1.2 para diferentes presiones de vapor y diferentes capacidades, siendo las temperaturas de 538°C/538°C y la presión absoluta del condensador de 83mm de Hg.

Como algunos fabricantes acostumbran dar las capacidades de sus turbo-generadores a una presión absoluta de escape de 89mm de Hg y es necesario convertirla a la de diseño de la planta, la Fig. VII.1.3 muestra la variación de consumos específicos y de capacidades para diferentes presiones absolutas de escape.

De acuerdo a lo expuesto anteriormente, el comportamiento de la turbina se basa en los siguientes datos:

- Presión vapor = 169 Kg/cm²
- Temperatura agua alimentación = 252 °C
- Flujo vapor principal = 1'080,172 Kg/hr
- Flujo vapor recalentado = 945,127 Kg/hr

- Consumo específico a 100% de carga = 1917.1 Kcal/Kw-hr
- Se considerará 5.1% de auxiliares y una presión absoluta de escape de 83mm de Hg.

Particularidades de Equipos Principales

* Turbina.- Para la temperatura de agua de alimentación, el flujo de vapor principal y recalentado, consumos específicos, auxiliares y presión absoluta se tomarán los valores dados en el punto anterior a éste, ya que son los que se utilizan para un ciclo con 7 etapas de calentamiento de agua de alimentación.

* Caldera.- Para una presión de vapor de 169 Kg/cm² se utilizará un generador de vapor del tipo de circulación forzada.

* Calentadores de alta presión.- Los calentadores de alta presión se considerarán de tubos de acero al carbón.

* Bombas de agua de alimentación.- Se considerarán bombas de agua de alimentación impulsadas por motor eléctrico y con control manual de estrangulamiento en la descarga.

* Condensador.- Se considerará la superficie del condensador en función del agua de circulación o de enfriamiento.

PRESION ENTRADA		104	127	141	<u>169</u>	246	246	352
	Kg/cm ²				<u>2400</u>	3500	3500	5000
	lbs/pulg ²	1450	1800	2000				
TEMP. ENT.								
	*C	538	538	566	<u>566</u>	566	566	649
	*F	1000	1000	1050	<u>1050</u>	1050	1050	1200
TEMP. RECAL.								
	*C	538	538	538	<u>566</u>	566	566	566
	*F	1000	1000	1000	<u>1050</u>	1050	1050	1050
2ª TEMP. RECALENTADO.							566	566
	*C						1050	1050
	*F							
CÁPACIDAD EN Mw.								
50	X							
60	X							
75	X	X						
100	X	X						
125		X	X					
150		X	X					
175		X	X	X				
200			X	X				
250			X	X	X			
300				X	X			
<u>350</u>				X	X			
400					X	X		
450					X	X		
500						X	X	
600						X	X	

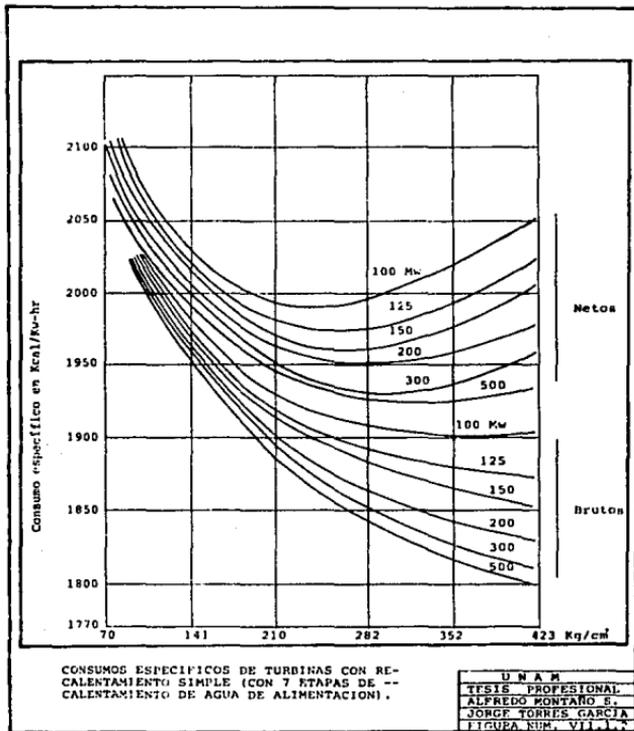
CONDICIONES DE VAPOR PREFERIDAS POR LOS FABRICANTES DE TURBO-GENERADOR.

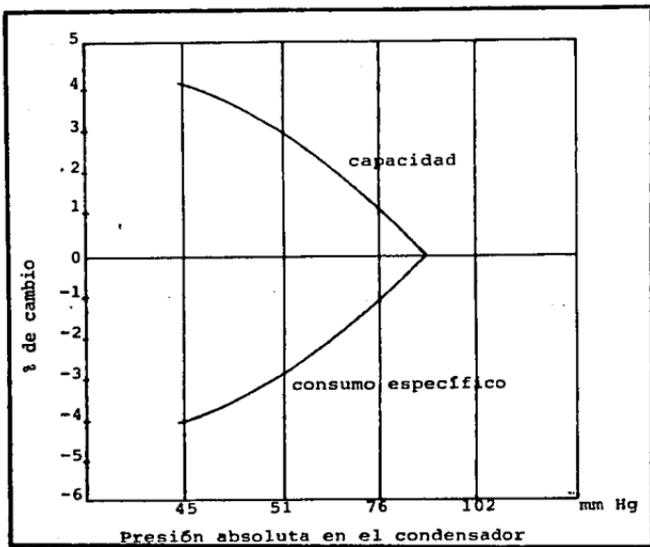
U N A M
 TESIS PROFESIONAL
 ALFREDO MONTAÑO S.
 JORGE TORRES GARCÍA
 FIGURA NUM. VII.1.2

PRESION ENTRADA	104	127	141	169	246	246	352
Kg/cm ²	1450	1800	2000	<u>2400</u>	3500	3500	5000
lb/pulg ²							
TEMP. ENTRADA							
°C	538	538	566	<u>566</u>	566	566	649
°F	1000	1000	1050	<u>1050</u>	1050	1050	1200
TEMP. RECAL.							
°C	538	538	538	<u>566</u>	566	566	566
°F	1000	1000	1000	<u>1050</u>	1050	1050	1050
2° TEMP. RECALENTADO							
°C						566	566
°F						1050	1050
CAPACIDAD EN Mw.							
50	5						
60	5						
75	5						
100	6	6					
125	6	6	6				
150		6	6				
175		6	6	7			
200			6	7			
250			6	7	8		
300				7	8		
<u>350</u>				7	8		
400					8	8	
450					8	8	
500						8	9
600						8	9

CONDICIONES DE VAPOR Y NUMERO DE ETAPAS DE CALENTAMIENTO DE AGUA DE ALIMENTACION PREFERIDAS POR LOS FABRICANTES DE TURBO-GENERADORES.

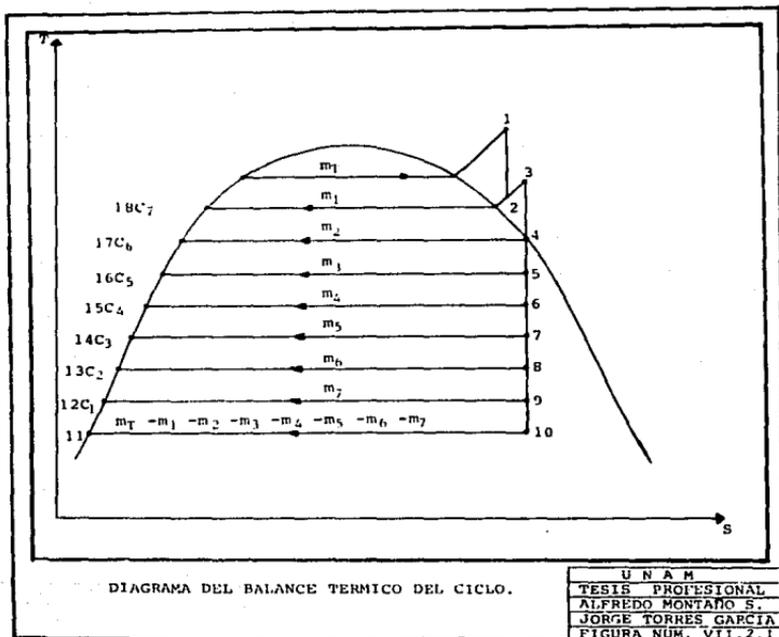
U N A M
 TESIS PROFESIONAL
 ALFREDO MONTAÑO S.
 JORGE TORRES GARCIA
 FIGURA SUM. VII.1.B





EFFECTO DEL VACIO EN LA CAPACIDAD Y CONSUMO ESPECIFICO.

U N A M
TESIS PROFESIONAL
ALFREDO MONTAÑO S.
JORGE TORRES GARCIA
FIGURA NUM. VII.1.3



Balance Térmico del Ciclo (datos)

- h_1 = Entalpía del vapor principal
- h_2 = Entalpía del vapor a la salida de la turbina de alta presión
- h_3 = Entalpía del vapor recalentado
- h_4 = Entalpía del vapor a la entrada del calentador número 6
- h_5 = Entalpía del vapor a la entrada del deareador, (calentador número 5)
- h_6 = Entalpía del vapor a la entrada del calentador número 4
- h_7 = Entalpía del vapor a la entrada del calentador número 3
- h_8 = Entalpía del vapor a la entrada del calentador número 2
- h_9 = Entalpía del vapor a la entrada del calentador número 1
- h_{10} = Entalpía del vapor a la entrada del condensador
- h_{11} = Entalpía del agua a la salida del condensador
- h_{12} = Entalpía del agua a la salida del calentador número 1
- h_{13} = Entalpía del agua a la salida del calentador número 2
- h_{14} = Entalpía del agua a la salida del calentador número 3
- h_{15} = Entalpía del agua a la salida del calentador número 4
- h_{16} = Entalpía del agua en el deareador, (calentador número 5)
- h_{17} = Entalpía del agua a la salida del calentador número 6
- h_{18} = Entalpía del agua a la salida del calentador número 7
- h_{19} = Entalpía del vapor a la entrada del deareador (calentador número 5), proveniente del generador vapor/vapor
- h_A = Entalpía del vapor a la salida del calentador número 7
- h_B = Entalpía del vapor a la salida del calentador número 6
- h_C = Entalpía del vapor a la salida del calentador número 4

h_D = Entalpia del vapor a la salida del calentador número 3
 h_E = Entalpia del vapor a la salida del calentador número 2
 h_F = Entalpia del vapor a la salida del calentador número 1
 m_V = Masa total del vapor (flujo de vapor principal)
CTU = Coeficiente Térmico Unitario.

SIMBOLO	CONCEPTO	VALOR	UNIDADES
m_1	Masa de vapor extraída de la turbina de Alta Presión y que llega al calentador No. 7 (C ₇)	100 889.76	Kg/hr
m_2	Masa de vapor extraída de la turbina de Presión Intermedia y que llega al calentador No. 6 (C ₆)	45 819.943	Kg/hr
m_3	Masa de vapor extraída de la turbina de Presión Intermedia y que llega al calentador No. 5 (C ₅ , Desaerador)	41 461.749	Kg/hr
m_4	Masa de vapor extraída de la turbina de Baja Presión y que llega al calentador No. 4 (C ₄)	53 659.43	Kg/hr
m_5	Masa de vapor extraída de la turbina de Baja Presión y que llega al calentador No. 3 (C ₃)	27 429.0	Kg/hr
m_6	Masa de vapor extraída de la turbina de Baja Presión y que llega al calentador No. 2 (C ₂)	23 714.273	Kg/hr
m_7	Masa de vapor extraída de la turbina de Baja Presión y que llega al calentador No. 1 (C ₁)	36 994.563	Kg/hr
m_{11}	Masa de vapor proveniente del generador vapor/vapor y que llega al calentador No. 5 (Deaerador)	17 795.0	Kg/hr
m_v	Masa total de vapor extraída del generador de vapor (Flujo principal de vapor)	1 080,172	Kg/hr
η	Rendimiento del ciclo	45.62	%
Ec	Energía Cargable	7.0214237×10^8	Kcal/hr
Wsale	Trabajo que sale	3.2035136×10^8	Kcal/hr
CTU	Coefficiente Térmico Unitario	1917.1	Kcal
			Kw-hr
Ps	Potencia de salida (capacidad de la planta)	350.000	Kw
Qs	Calor suministrado	6.70985×10^8	Kcal/hr
Qv	Calor comunicado al vapor	6.038865×10^8	Kcal/hr
Wv	Flujo de vapor	1 098,874.5	Kg/hr
Wvp	Flujo de vapor principal	1 080,172	Kg/hr
η_g	Eficiencia del generador de vapor	90	%

Balance Térmico del Ciclo (Cálculos)

h_1	= 811.50 Kcal/Kg	h_{10}	= 572.00 Kcal/Kg
h_2	= 733.02 "	h_{11}	= 49.45 "
h_3	= 843.85 "	h_{12}	= 75.89 "
h_4	= 786.75 "	h_{13}	= 92.65 "
h_5	= 751.28 "	h_{14}	= 111.78 "
h_6	= 716.14 "	h_{15}	= 150.12 "
h_7	= 663.46 "	h_{16}	= 178.93 "
h_8	= 637.44 "	h_{17}	= 208.28 "
h_9	= 614.47 "	h_{18}	= 261.95 "
h_{ex}	= 207.98 Kcal/Kg		
h_A	= 212.57 "		
h_B	= 188.82 "		
h_C	= 117.14 "		
h_D	= 97.90 "		
h_E	= 81.09 "		
h_V	= 78.30 "		
m_V	= 1'080,172 Kg/hr		

$$(m_4 - m_1 - m_2 - m_3 - m_4 - m_5 - m_6 - m_7) (h_{11} - h_{11}) = m_7 (h_3 - h_F) \text{-----1}$$

$$(m_4 - m_1 - m_2 - m_3 - m_4 - m_5 - m_6) (h_{13} - h_{13}) = m_6 (h_8 - h_E) \text{-----2}$$

$$(m_4 - m_1 - m_2 - m_3 - m_4 - m_5) (h_{14} - h_{14}) = m_5 (h_7 - h_D) \text{-----3}$$

$$(m_4 - m_1 - m_2 - m_3) (h_{15} - h_{15}) = m_4 (h_C - h_C) \text{-----4}$$

$$(m_4 - m_1 - m_2) (h_{16} - h_{16}) = m_3 (h_5 - h_{16}) + \text{-----5}$$

$$\text{-----} m_{12} (h_6 - h_{16}) + m_{14} (h_{14} - h_{16}) \text{-----5}$$

$$(m_4 - m_1) (h_{17} - h_{16}) = m_2 (h_4 - h_6) \text{-----6}$$

$$(m_4 - m_1) (h_{18} - h_{17}) = m_1 (h_2 - h_A) \text{-----7}$$

Sustituyendo valores en la ecuación (7)

$$(1'080,172 - m_1) (261.95 - 208.28) = m_1 (733.02 - 212.57)$$

$$57'922,831 - 53.67m_1 = 520.45m_1$$

$$57'922,831 + 53.67m_1 = 57'922,831$$

$$\frac{57'922,831}{574.12} = 100,889.76 \text{ Kg/hr}$$

Para la ecuación (6)

$$(1'080,172 - 100,889.76 - m_2) (208.28 - 178.93) = m_2 (786.75 - 188.82)$$

$$(28'741,934 - 29.35m_2) = 597.93m_2$$

$$597.93m_2 + 29.35m_2 = 28'741,934$$

$$\frac{28'741,934}{627.28} = 45,819.943 \text{ Kg/hr}$$

Para la ecuación (5)

$$(1'080,172 - 100,889.76 - 45,819.943 - m_3) (178.93 - 150.12) = m_3 (751.28 - 178.93) + (100,889.76 + 45,819.943) (188.82 - 178.93) + 17,795 (207.98 - 178.93)$$

$$26'893,049 - 28.81m_3 = 572.35m_3 + 1'450,959 + 516,944.75$$

$$572.35m_3 + 28.81m_3 = 26'893,049 - 1'450,959 - 516,944.75$$

$$m_3 = \frac{24'925,145}{601.16} = 41,461.749 \text{ Kg/hr}$$

Para la ecuación (4)

$$(1'080,172 - 100,889.76 - 45,819.943 - 41,461.75 - m_4) \text{-----} \\ \text{-----}(150.12 - 111.78) = m_4 (716.14 - 117.14)$$

$$34'199,301 - 38.34m_4 = 34'199,301$$

$$m_4 = \frac{34'199,301}{637.34} = 53,659.43 \text{ Kg/hr}$$

Para la ecuación (3)

$$(1'080,172 - 100,889.76 - 45,819.943 - 41,461.75 - 53,659.52 - m_5)$$

$$(111.78 - 92.65) = m_5 (663.46 - 97.9)$$

$$16'037,466 - 19.13m_5 = 565.56m_5$$

$$565.56m_5 + 19.13m_5 = 16'037,466$$

$$m_5 = \frac{16'037,466}{584.69} = 27,429 \text{ Kg/hr}$$

Para la ecuación (2)

$$(1'080,172 - 100,889.76 - 45819.943 - 41,461.75 - 53,659.43 - 27,429 - m_c) (92.65 - 75.89) = m_c (637.44 - 81.09)$$

$$13'590,887 - 16.76m_c = 556.35m_c$$

$$556.35m_c + 16.76m_c = 13'590,887$$

$$m_c = \frac{13'590,887}{573.11} = 23,714.273 \text{ Kg/hr}$$

Para la ecuación (1)

$$(1'080,172 - 100,889.76 - 45,819.943 - 41,461.75 - 53,659.43 - 27,429 - 23,714.273 - m_y) (75.89 - 49.45) = m_y (614.47 - 78.3)$$

$$20'813,511 - 26.44m_y = 536.17m_y$$

$$536.17m_y + 26.44m_y = 20'813,511$$

$$m_y = \frac{20'813,511}{562.61} = 36,994.563 \text{ Kg/hr}$$

Rendimiento del ciclo:

$$e = \frac{W_{\text{sale}}}{E_c}$$

$$\begin{aligned}
 W_{\text{total}} = & m_T (h_1 - h_2) + (m_T - m_1) (h_3 - h_4) + (m_T - m_1 - m_2) \\
 & (h_4 - h_5) + (m_T - m_1 - m_2 - m_3) (h_5 - h_6) + (m_T - m_1 - m_2 - \\
 & m_3 - m_4) (h_6 - h_7) + (m_T - m_1 - m_2 - m_3 - m_4 - m_5) (h_7 - h_8) + \\
 & (m_T - m_1 - m_2 - m_3 - m_4 - m_5 - m_6) (h_8 - h_9) + (m_T - m_1 - m_2 - m_3 - \\
 & m_4 - m_5 - m_6 - m_7) (h_9 - h_{10})
 \end{aligned}$$

$$E_c = m_T (h_1 - h_{10}) + (m_T - m_1) (h_3 - h_2)$$

$$\begin{aligned}
 W_{\text{total}} = & 1'080,172 (811.5 - 733.02) + (1'080,172 - 100,889.76) \\
 & (843.85 - 786.75) + (1'080,172 - 100,889.76 - 45,819.943) \\
 & (786.75 - 751.28) + (1'080,172 - 100,889.76 - 45,819.943 \\
 & - 41,461.749) (751.28 - 716.14) + (1'080,172 - 100,889.76 \\
 & - 45,819.943 - 41,461.749 - 53,659.43) (716.14 - 663.43) \\
 & + (1'080,172 - 100,889.76 - 45,819.943 - 41,461.749 - \\
 & 53,659.43 - 27,429) (663.43 - 637.44) + (1'080,172 - \\
 & 100,889.76 - 45,819.943 - 41,461.749 - 53,659.43 - \\
 & 27,429 - 23,714.273) (637.44 - 614.47) + (1'080,172 - \\
 & 100,889.76 - 45,819.943 - 41,461.749 - 53,659.43 - \\
 & 27,429 - 23,714.273 - 36,994.563) (614.47 - 572)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_{\text{total}} = & 84'771,899 + 55'917,016 + 33'109,908 + 31'344,899 + \\
 & 44'188,960 + 21'075,606 + 18'081,934 + 31'861,133
 \end{aligned}$$

$$W_{\text{total}} = 3.2035136 \times 10^8 \text{ Kcal/hr}$$

$$E_c = 1'080,172 (811.5 - 261.95) + (1'080,172 - 100,889.76) \\ (843.85 - 733.02)$$

$$E_c = 5.9360852 \times 10^8 + 1.0853385 \times 10^8$$

$$E_c = 7.0214237 \times 10^8 \text{ Kcal/hr}$$

$$e = \frac{3.235136 \times 10^8 \text{ Kcal/hr}}{7.0214237 \times 10^8 \text{ Kcal/hr}} = 0.4562$$

$$e = 45.62\%$$

$$CTU = 1917.1 \text{ Kcal/Kw-hr (dato obtenido del ciclo)}$$

$$CTU = \frac{Q_s}{P_s}$$

$$P_s = 350,000 \text{ Kw (capacidad de la planta)}$$

$$Q_s = CTU \times P_s$$

$$Q_s = (1917.1 \text{ Kcal/Kw-hr}) (350,000 \text{ Kw}) = 6.70985 \times 10^8 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_s = \frac{Q_v}{\eta_g}$$

$$Q_v = Q_s \times \eta_g$$

$$\eta_g = 90\%$$

$$Q_v = (6.70985 \times 10^6 \text{ Kcal/hr}) (0.9) = 6.038865 \times 10^6 \text{ Kcal/hr}$$

$$Q_v = W_v (h_1 - h_4)$$

$$W_v = \frac{Q_v}{h_1 - h_4}$$

$$h_1 = 811.5 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_4 = 261.95 \text{ Kcal/Kg}$$

$$W_v = \frac{6.038865 \times 10^6 \text{ Kcal/hr}}{(811.5 - 261.95) \text{ Kcal/hr}} = 1'098,874.5 \text{ Kg/hr}$$

$$W_v = 1'098,874.5 \text{ Kg/hr}$$

Menos aproximadamente un 2% de pérdidas del ciclo para purgas

$$W_{vp} = 1'080,172 \text{ Kg/hr (flujo de vapor principal)}$$

VII.3 Cálculo de Equipos

VII.3.1 Generador de Vapor

Características del combustible:

Combustible diesel

Poder Calorífico Inferior (PCI) = 9900 Kcal/Kg

Densidad relativa = 0.80

Capacidad y condiciones del vapor:

Capacidad = 1'080,172 Kg/hr

Presión del vapor = 169 Kg/cm²

Temperatura del vapor = 538°C

$h_1 = 811.5 \text{ Kcal/Kg}$

Temperatura del agua de alimentación $T_a = 252.12^\circ\text{C}$

Cantidad de calor extraída en la caldera:

$$H_s = Wv (h_s - h_a)$$

$$H_s = 1'080,172 (811.5 - 261.95)$$

$$H_s = 5.9360852 \times 10^8 \text{ Kcal/hr}$$

Cantidad de calor proporcionada en el hogar:

$$H_i = \frac{H_s}{\eta_g} = \frac{5.9360852 \times 10^8 \text{ Kcal/hr}}{0.9}$$

$$H_i = 6.5956503 \times 10^8 \text{ Kcal/hr}$$

Cantidad de combustible quemado:

$$W_f = \frac{H_i}{\text{PCS}}$$

$$\text{PCS} = 11,000 \text{ Kcal/Kg}$$

$$W_f = \frac{6.5956503 \times 10^8 \text{ Kcal/hr}}{11,000 \text{ Kcal/Kg}}$$

$$W_f = 59,960.457 \text{ Kg/hr}$$

Esto es sin considerar el rendimiento de quemadores y utilizando un PCS

Exceso de aire = 12%

$$\text{Capacidad de los quemadores} = \frac{W_f}{W_s}$$

$$W_s = \text{Peso específico} = 797.6 \text{ Kg/m}^3$$

$$\text{Capacidad de los quemadores} = \frac{60,998.635 \text{ Kg/hr}}{797.6 \text{ Kg/m}^3}$$

C. de los quem's. = 76.48 m³/hr

Resumiendo podemos decir que la unidad debe tener las siguientes características:

- Vapor T = 538°C
- Presión P = 169 Kg/cm² } A la entrada de la turbina
- Las pérdidas en las líneas de alta presión, representarán un aumento de presión y temperatura a la salida de la caldera que deberán preverse
- Combustible diesel = 76.48 m³/hr
- Exceso de aire = Suponemos coeficiente 12%
- Rendimiento η_g = 90%
- Temperatura de agua de alimentación = 252.12°C
- Tipo de caldera: Vertical, con dos domos y tubos de agua curvados, paredes de agua, tipo interperie, de circulación forzada.

Construcción: Cumpliendo con las especificaciones del código ASME

- Accesorios: Provista de manómetros, columna de agua, regulador de agua de alimentación, válvulas de seguridad, tapones (fusibles), conexiones para purgas, indicadores de tiro y control de combustión y todos los requerimientos dados por el reglamento en vigor, así como los necesarios para el funcionamiento seguro y eficiente de la caldera.

VII.3.2 Condensador

Condensador tipo superficie

Superficie de transmisión del condensador = 3483.75 m²

Al condensador entran 693392 Kg/hr de vapor de la turbina, con 572.0 Kcal/Kg, lo que nos da:
 (693392 Kg/hr) (572 Kcal/Kg) = 3.9662 x 10⁸ Kcal/hr.

Del condensador salen 892649 Kg/hr de condensado saturado con 47.81 Kcal/Kg, o sea:
 (892649 Kg/hr) (47.81 Kcal/Kg) = 42'677,549 Kcal/hr.

Por lo tanto las pérdidas térmicas en el agua de circulación serán de:
 (3.9665 x 10⁵ - 42'677,549) Kcal/hr = 3.539424 x 10⁵ Kcal/hr.

La temperatura del agua de entrada al condensador será de 31°C y la temperatura de salida de 39°C (incremento de temperatura= 8°C)

Calor suministrado al agua de circulación = calor cedido en el condensador.

$$\dot{W}_a C_p \Delta t = 3.539424 \times 10^5$$

$$\dot{W}_a = \frac{3.539424 \times 10^5}{C_p \Delta t}$$

$$\Delta t = 8^\circ\text{C}; \quad C_p = 1.8 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$\dot{W}_a = \frac{3.539424 \times 10^5 \text{ Kcal/hr}}{(1.8 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}) (8^\circ\text{C})} = 24579333 \text{ Kg/hr de agua}$$

$$\dot{W}_a = \frac{24579333 \text{ Kg/hr}}{997 \text{ Kg/m}^3} = 24653.4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\dot{W}_a = 24653.4 \text{ m}^3/\text{hr}$$

$$\dot{W}_a = 6.85 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

VII.3.3 Bombas de Condensado

El trabajo de estas bombas es aspirar el condensado del pozo del condensador y entregarlo al sistema alimentador. Para el sistema empleado, la bomba entregará el agua condensada a través de losyectores de chorro de vapor a los calentadores de baja presión y finalmente al calentador abierto o desaerador.

Se emplean dos bombas de condensado centrifugas verticales de varios pasos, del tipo "LATA", velocidad constante, accionadas por motor eléctrico. Cada bomba será al 100% de su capacidad, por lo que una sola será suficiente para proporcionar el servicio y la otra estará de respaldo.

Las condiciones de diseño serán establecidas bajo el siguiente criterio, y el flujo será determinado sumando el flujo necesario por el balance térmico de válvula totalmente abierta, más los servicios que requieran los auxiliares.

La longitud de la columna de la bomba dependerá de los requerimientos de la carga neta positiva de succión (CNPS) de la misma, también las bombas estarán protegidas contra operación de bajo flujo y para flexibilidad de operación, por medio de un sistema de flujo mínimo común de las dos bombas.

$$\begin{aligned}\text{Gasto} &= 852,649 \text{ Kg/hr} \times 1.1 \text{ (para diseño)} \\ &= 937,914 \text{ Kg/hr} + 6\% \text{ (auxiliares)} \\ &= 994,188 \text{ Kg/hr} \\ &= 0.27616 \text{ m}^3/\text{seg.}\end{aligned}$$

Presión de salida del condensador = 83mm de Hg

Suponemos lo siguiente para el cálculo de la bomba de condensado:

$$\begin{aligned}\text{Presión de entrada al desgasificador} &= 10.66 \text{ Kg/cm}^2 \\ &= 106.6 \text{ m.c.a.} \\ \text{Altura estática} &= 40 \text{ mts.}\end{aligned}$$

Pérdidas en equipos de:	
Pulidores de condensado	= 36.000 mts
Condensador vapor sellos	= 2.000 mts
Eyector de aire	= 3.500 mts
Calentador No. 1	= 10.609 mts
Calentador No. 2	= 7.210 mts
Calentador No. 3	= 7.210 mts
Calentador No. 4	= 7.210 mts
Medidor de flujo	= 2.540 mts

Total ΔP equipos	= 76.279 mts

ΔP por razonamiento de tubería de:

Succión	=	1.0 m.c.a.
Descarga	=	140.0 m.c.a.

Total ΔP	=	141.0 m.c.a.

Carga dinámica total = 106.6 + 40 + 76.279 + 141
= 363.88 m.c.a.

$$C.V. = \frac{\gamma \text{ GHm}}{75 \eta b}$$

$$\gamma = 997 \text{ Kg/m}^3$$

$$C.V. = \frac{(997) (0.27616) (363.88)}{(75) (0.75)} = 1781.113 \text{ C.V.}$$

$$H.P. = 1756.7$$

$$U = 4.7 \text{ m/seg}$$

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{0.27616}{4.7} = 0.05875 \text{ m}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$D = \left[\frac{4A}{\pi} \right]^{1/2} = \left[\frac{(4) (0.05875)}{\pi} \right]^{1/2} = 0.2735 \text{ mts}$$

$$D = 0.2735 \text{ mts}$$

$$D = 10 \text{ pulgs.}$$

Por lo tanto el diámetro de la tubería del condensador al desaereador será de 10 pulgs.

VII.3.4 Bombas de Alimentación

Se emplean dos bombas de agua de alimentación, de 50% de capacidad y velocidad constante, operadas en paralelo, centrifugas horizontales, que podrán ser de carcasa dividida o del tipo de barril, esto será definido de acuerdo a las características del flujo, carga dinámica y velocidad de rotación, o sea de acuerdo a su velocidad específica. El accionamiento será por medio de motor eléctrico.

Las bombas deberán estar protegidas contra operación a bajos flujos y para flexibilidad de operación, por medio de sistemas de recirculación de flujos mínimos adecuados e independientes. Cada bomba tendrá una de repuesto que pueda operar inmediatamente en caso de avería de alguna de las que estén en servicio.

$$\begin{aligned} \text{Gasto} &= 1'102,525 \text{ Kg/hr} \times 1.1 \text{ (para diseño)} \\ &= 1'212,777 \text{ Kg/hr.} \end{aligned}$$

$$\text{Gasto} = 0.33688 \text{ m}^3/\text{seg}$$

$$\text{Peso específico} = 997 \text{ Kg/m}^3$$

De acuerdo al gasto:

$$V = 8 \text{ m/seg}$$

$$Q = VA$$

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{0.33688}{8} = 0.04211 \text{ m}^2$$

$$A = \frac{\pi D^2}{4} =$$

$$D = \left[\frac{4A}{\pi} \right]^{1/2} = \left[\frac{(4) (0.04211)}{\pi} \right]^{1/2} = 0.23155 \text{ m}$$

$$D = 0.23155 \text{ m}$$

D = 9.11 pulg's aproximadamente 10 pulg's

Por lo tanto el diámetro de la tubería de alimentación = 10 pulg's.

Suponemos una longitud total de la tubería de 50 mts. (longitud real más longitud equivalente) y además existe una pérdida por fricción del 4%.

$$\Delta h = (50) (0.04) = 2 \text{ mts. c.a.}$$

Ahora la presión del generador de vapor será (según fórmula de Peter)

$$P_g = \frac{P_m - 0.4}{0.9}$$

$$P_m = 169 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_g = \frac{169 - 0.4}{0.9} = 187.33 \text{ Kg/cm}^2$$

$$P_g = 187.33 \text{ Kg/cm}^2 = 1873.3 \text{ m.c.a.}$$

$$H_m = \Delta h + P_g = 2 + 1873.3 \text{ m.c.a.} = 1875.3 \text{ m.c.a.}$$

$$C.V. = \frac{\gamma H_m}{75 b}$$

$$C.V. = \frac{(997) (0.33688) (1875.3)}{(75) (0.75)} = 11,197 \text{ C.V.}$$

H.P. = 11,044

H.P./bomba = 5522 H.P.

Por lo tanto se utilizan 4 bombas de 5522 H.P.

VII.3.5 Sistema de Combustible

En este caso se supone que el suministro de aceite combustible proviene de un oleoducto de Petróleos Mexicanos.

El combustible desemboca en los tanques de almacenamiento general. Dichos depósitos tienen un calentador con una bomba de transferencia que hacen llegar el combustible a los tanques de día (uno por unidad).

A partir de estos últimos se ha dispuesto un eficaz sistema de bombeo y calentamiento de combustible que permite inyectar el fluido a los quemadores del generador de vapor; de este modo se obtiene la energía suficiente para vaporizar el agua.

Para calcular la capacidad del tanque de almacenamiento principal se considera un almacenamiento para 30 días a 80% de carga, o sea, 80% del flujo de vapor principal.

Flujo de vapor principal = 1'080,172 Kg/hr

(1'080,172 Kg/hr) (0.80) = 864,137.6 Kg/hr

Para una reserva de 30 días tenemos:

(864,137.6 Kg/hr) (24 hr) (30) = 6.2218 x 10⁸ Kg

Considerando un peso específico del combustible de 800 Kg/m³

Volumen del tanque = $\frac{6.2218 \times 10^8 \text{ Kg}}{800 \text{ Kg/m}^3}$

Volumen del tanque = 777,723.8 m³ (para un mes)

$$v = \frac{\pi D^3 h}{4}$$

$$D = \left[\frac{4V}{\pi h} \right]^{1/2}$$

Suponiendo una altura $h = 16$ mts.

$$D = \left[\frac{(4) (777,723,8 \text{ m}^3)}{(\pi) (16 \text{ m})} \right]^{1/2} = 248,7 \text{ m}$$

$$D = 248,7 \text{ mts.}$$

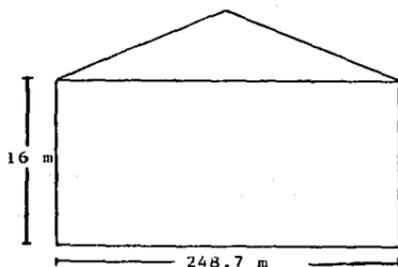
Los calculos anteriores son para cada unidad.

* Los tanques serán de lámina y se colocarán en una fosa especial para protección contra incendios o derrames

** Los tanques estarán situados dentro de la planta y provistos de sus respectivas protecciones contra incendio y derrame, esto es, con una barda capaz de contener el mismo volumen del tanque.

* Corresponde principalmente a tanques de día

** Corresponde a tanques de combustible de todo tipo, utilizados en las plantas termoeléctricas.

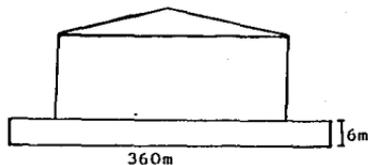
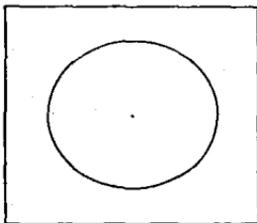


Barda de contención.- Suponemos un paralelogramo alrededor del tanque, de las siguientes características:

$$V_c = V_c - L^2 h$$

para $h = 6$ mts.

$$L = \left[\frac{V}{h} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[\frac{777,723.8 \text{ m}^3}{6} \right]^{\frac{1}{2}} = 360 \text{ mts.}$$



Tanques de día.- Los tanques de día deben de contener el combustible suficiente para 24 horas.

Para una reserva de 24 horas:

$$(864,137.6 \text{ Kg/hr}) (24 \text{ hr}) = 20,739,300 \text{ Kg}$$

$$\text{Volumen} = \frac{20,739,300 \text{ Kg}}{800 \text{ Kg/m}^3} = 25,924 \text{ m}^3$$

Volumen del tanque de día = 25,924 m³

Tanque cilindrico con una altura h = 8 mts

$$D = \frac{4 (25924 \text{ m}^3)}{(8 \text{ mts})} = 64.2 \text{ mts.}$$

$$D = 64.2 \text{ mts.}$$

Los tanques serán de lámina y se colocarán en una fosa especial para protección contra incendios o derrames.

BIBLIOGRAFIA

- 1.- Manual de Diseño de Obras Civiles
(Hidrotecnia Hidráulica)
A.2.14 Obras de toma y sistemas de
enfriamiento para plantas termoeléctricas
Comisión Federal de Electricidad
Instituto de Investigaciones Eléctricas
México, 1983.
- 2.- Revista ''Tecnolab''
Febrero, 1987 Vol. III
Irapuato, Gto.
Num. 13, El Generador de Vapor
(art. del Sr. Ramiro Hernández S.)_
- 3.- Diseño Mecánico. Criterios Generales
Normalizados
Aprobados por el Ing. Manuel Fabregas Duch
Vo.bo. Ing. Emilio Hidalgo U.
Revisó: Ing. Alberto Plauchu L.
- 4.- Curso de actualización sobre operación
de centrales termoeléctricas
Centro de adiestramiento de operadores
de centrales termoeléctricas
''Ixtapantongo''
C.F.E. Feb. 10., 1988.
- 5.- Capacitación para diseño básico de
plantas termoeléctricas
México, 1976 Tomo I
C.F.E.
- 6.- Introducción a la termodinámica
clásica y estadística
Richard E. Sonntag &
Gordon J. Van Wylene
Ed. Limusa
México, 1979
(Primera reimpresión de la primera
edición)

- 7.- Folleto: Cómo funciona una central
termoeléctrica nuclear?
C.F.E.
- 8.- Apuntes del Ing. Manuel Hurtado R.
Semestre 86-II.