

13
2008



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
"CUAUTITLAN"

PROYECTO DEL SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTACION A CALDERAS DEL COMPLEJO PETROQUIMICO DE CACTUS CHIAPAS

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TITULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A :

JOSE ARTURO DORANTES ACEVEDO



Universidad Nacional
Autónoma de México



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 esta 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.

I N D I C E

SIMBOLOS UTILIZADOS VII

INTRODUCCION VIII

1. GENERALIDADES..... 1

 1.1 DEFINICION DE BOMBA CENTRIFUGA..... 2

 1.2 CLASIFICACION DE BOMBAS CENTRIFUGAS..... 3

 1.3 BOMBAS DE ALIMENTACION A CALDERAS..... 8

 1.3.1 LUGAR DE LAS BOMBAS DE ALIMENTACION A CALDERAS EN UNA CENTRAL DE FUERZA DE VAPOR..... 8

 1.3.2 CAPACIDAD DE LA BOMBA DE ALIMENTACION. 9

 1.3.3 CONDICIONES DE SUCCION..... 10

 1.3.4 PRESION DE DESCARGA Y CARGA TOTAL.... 12

 1.3.5 INCLINACION DE LA CURVA CARGA-
CAPACIDAD..... 13

 1.3.6 CARACTERISTICAS GENERALES ESTRUCTURALES 13

2. DESCRIPCION DE LAS INSTALACIONES..... 18

 2.1. CALDERAS..... 18

 2.1.1. CARACTERISTICAS DEL AGUA DE ALIMENTACION A CALDERAS..... 18

 2.1.2. SISTEMA DE VAPOR..... 20

 2.1.3. SISTEMA DE CONDENSADO..... 22

 2.2. DEAREADOR..... 24

2.3 SISTEMA DE AGUA.....	25
3. CALCULOS DEL GASTO Y CARGA TOTAL DE TRABAJO..	29
3.1. CALCULO DEL GASTO.....	29
3.2. CALCULO DE LA CARGA TOTAL DE TRABAJO....	33
3.2.1. CARGA DE SUCCION.....	40
3.2.2. CARGA DE DESCARGA.....	48
4. SELECCION DE LA BOMBA Y DE LA MAQUINA MOTRIZ.	60
4.1. SELECCION DE LA BOMBA.....	60
4.1.1. DIBUJO DE LA INSTALACION.....	60
4.1.2. CAPACIDAD DE LA BOMBA.....	62
4.1.3. CALCULO DE LA COLUMNA TOTAL.....	62
4.1.4. ANALISIS DE LAS CONDICIONES DEL LIQUIDO.....	62
4.1.5. ELEGIR LA CLASE Y TIPO.....	65
4.2. SELECCION DE LA MAQUINA MOTRIZ.....	75
4.2.1. MOTORES PARA BOMBAS DE ALIMENTACION A CALDERAS.....	75
4.2.2. SELECCION DE TURBINA DE VAPOR.....	76
5. ACCESORIOS DE LA TUBERIA Y METODOS DE ENFRIAMIENTO.....	84
5.1. ACCESORIOS EN LA TUBERIA.....	84
5.2. METODO DE ENFRIAMIENTO.....	88
5.2.1. ESTOPEROS.....	88
5.2.2. SELLOS MECANICOS.....	93

6. ESTUDIO ECONOMICO.....	100
CONCLUSIONES.....	106
BIBLIOGRAFIA.....	107

SIMBOLOS UTILIZADOS

CNSP	Carga neta de succión positiva (m).
d	Diámetro interior del tubo (m).
f	Factor de fricción para la ecuación de Darcy.
H	Carga total del fluido (m).
hd	Carga de descarga (m).
hl	Pérdida de carga de presión estática (m).
hs	Carga de succión (m).
hfd	Pérdida de carga por fricción en la descarga (m)
hfs	Pérdida de carga por fricción en la succión (m).
hl	Entalpia del vapor a la entrada de la turbina (Kcal/kg.).
h2	Entalpia del vapor a la salida de la turbina (Kcal/kg.).
K	Coficiente de resistencia o pérdida de carga por velocidad
L	Longitud equivalente de turbina (m).
L/D	Longitud equivalente de la resistencia al flujo en diámetros de tubería.
N	Potencia de la bomba (H.P.).
Pd	Presión de descarga (Kg/cm ²).
Ps	Presión diferente a la atmosférica (kg/cm ²).
Pv	Presión de vapor (kg/cm ² .).
Q	Relación de flujo (lt/min.).
Re	Número de Reynolds.
S	Carga estática.
Sg	Gravedad específica de un líquido referida al agua a 15°C.
T.S.R.	Promedio teórico del vapor (kg/BHP-h).
t	Temperatura (°C).
V	Velocidad media del flujo (m/s).
η	Rendimiento (%)
μ	Viscosidad (centipoises).
ρ	Peso específico (kg/m ³ .).

INTRODUCCION

Los recientes descubrimientos de nuevos yacimientos petrolíferos y de gas natural en los Estados de Tabasco y Chiapas, han dado auge al incremento de nuevas instalaciones dentro de la organización de Petroleos Mexicanos, las cuales tienen como principal-objetivo el aprovechamiento de los hidrocarburos extraídos del subsuelo.

Dentro de este contexto ha sido creado el Complejo Petroquímico Cactus, el cual se proyectó para procesar el volumen de gas natural que se extrae asociado con el crudo de los pozos petroleros de la Zona Sureste. El complejo se encuentra dentro del Municipio de Reforma, Chiapas, a una distancia de 8 Kms. de esa población y a 42 Kms. al SO de la Ciudad de Villahermosa, Tabasco.

El Complejo cuenta con el siguiente equipo o plantas de proceso: Doce unidades recuperadoras de azufre con capacidad de 160 ton/día cada una; Doce unidades endulzadoras de gas de 200 millones de pies³/día cada una; Dos plantas estabilizadoras y endulzadoras de Hidrocarburos líquidos, capacidad de 24000-bls. al día cada una; Cuatro plantas Criogénicas Modulares (Recuperadoras de Propano y Naftas) de 150 millones de pies³/día cada una; Una quinta planta al igual que la sexta para recuperar Etano y Licuables con capacidad de 500 millones de pies³/ de carga y una planta Fraccionadora de 104 bls. para fraccionar los productos de dichas plantas Criogénicas.

En apoyo de las operaciones de las plantas indicadas, se construirían obras auxiliares, consisten

tes en sistemas de generación de vapor, agua de enfriamiento y generación y distribución de energía.

El siguiente trabajo considera la parte correspondiente al suministro de agua a calderas, desarrollándose de la forma siguiente:

En el capítulo 1 se habla de generalidades sobre bombas, se menciona una clasificación de bombas centrífugas y se da una explicación de bombas de alimentación a calderas.

En el capítulo 2 se describen las instalaciones; primeramente se dan las características de las calderas, de las condiciones del agua de alimentación a calderas, se explican los diagramas de flujo de vapor, condensado y agua. Después se describen los deareadores.

Capítulo 3 se realiza el cálculo del gasto del sistema así como la carga total de trabajo, la cual se desarrolla en dos partes: carga de succión y carga de descarga.

En el Capítulo 4 se desarrolla la selección del equipo. En primer lugar tenemos la selección de la bomba, la cual considera diversos factores, como son: Capacidad, columna, condiciones del líquido, curva de carga de fricción y curva de carga del sistema. Posteriormente se selecciona la máquina motriz.

En el capítulo 5 se mencionan los accesorios en la tubería, tanto de la succión como en la descarga de la bomba, indicando su función. Al final se explican los métodos de enfriamiento empleados -

en estoperos y sellos mecánicos utilizados en las bombas centrífugas.

Por último se efectúa el estudio económico, tomando en cuenta los costos de inversión y de instalación del equipo.

C A P I T U L O I

1.- GENERALIDADES.

Actualmente las bombas ocupan un lugar decisivo en la industria. Cualquier substancia que pueda fluir, es capaz de ser bombeada, desde el éter más volátil, hasta los lodos más pesados.

Los metales fundidos y los líquidos a 600°C o mas no representan mayor problema para las bombas modernas.

El empleo de las bombas se remota a tiempos anteriores a nuestra era, pues se tiene conocimiento de que se utilizaban artefactos rudimentarios para el bombeo de agua en los pueblos antiguos de Egipto, China, India, Grecia y Roma.

En nuestros tiempos para satisfacer las demandas de agua en las grandes ciudades, así como las necesidades de la industria; se dispone de una gran variedad de ellas.

Una bomba es un equipo hidráulico, cuya función es la de impulsar un fluido de un nivel más bajo a otro más alto, o bien.

Transportarlo de un medio de baja presión a otro de mayor presión.

Existen dos grandes grupos de bombas, atendiendo esta clasificación al movimiento de los líquidos en su parte interna únicamente:

i) BOMBAS CENTRIFUGAS

ii) Bombas de desplazamiento positivo

{ BOMBAS RECIPROCANES
{ BOMBAS ROTATORIAS

Las Bombas Centrífugas como su nombre lo dice emplean fuerza centrífuga para desarrollar un aumento de presión para mover un fluido.

Las Bombas Reciprocantes son unidades de desplazamiento positivo y descargan una cantidad definida de fluido durante el movimiento del pistón a través de la distancia de carrera.

Las Bombas Rotatorias emplean engranes, álabes, pistones, tornillos, etc. en una carcaza fija para producir un desplazamiento uniforme de un líquido.

Cada uno de estos grupos se emplean en funciones específicas, es decir, si se requiere mover fluidos muy viscosos se usarán las bombas rotatorias. Si se necesita poco gasto a altas presiones se podrá usar una bomba reciprocante, si se desean manejar grandes volúmenes o presiones bajas y medias se utilizarán las bombas centrífugas.

De estos dos grupos, la bomba centrífuga es la que se usa más extensamente en la industria, por su versatilidad, sencillez de operación y fácil mantenimiento.

1.1.- DEFINICION DE BOMBA CENTRIFUGA.

Una bomba centrífuga es una máquina que se

utiliza para transferir líquidos de un punto a otro por medio de la conservación de la energía mecánica aplicada por una fuerza externa (motor o turbina), la energía potencial dentro del líquido-manejado por la bomba. La bomba puede elevar el líquido ó forzarlo hacia un recipiente de presión o simplemente darle suficiente carga para vencer la fricción de la tubería.

1.1.1 FUNCIONAMIENTO.

En una bomba centrífuga, el líquido penetra al impulsor o rodete por el centro y es arrastrado por los álabes del impulsor aumentando su presión y su velocidad. En su movimiento de rotación el rodete impulsa al líquido en forma continua hacia la carcasa en tanto que una nueva cantidad de líquido penetra al rodete a través de la tubería de succión.

La mayor parte de la energía del líquido que abandona el rodete es energía cinética, por lo que en toda bomba centrífuga se procura conservar esta energía para transformarla en energía de presión lo cual se logra disminuyendo la velocidad del líquido.

1.2.- CLASIFICACION DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

1.2.1.- ATENDIENDO A SUS CARACTERISTICAS DE CONSTRUCCION.

1.2.1.1.- BOMBA TIPO VOLUTA

En estas bombas, el impulsor descarga el líquido en una carcasa de la forma espiral, en el que gradualmente se va reduciendo la velocidad del mis-

mo. De este modo, la energía de velocidad se convierte en energía de presión.

Las bombas tipo voluta pueden ser horizontales o verticales de un paso o multipasos, (entendiéndose por paso el número de impulsores que contenga la bomba) y en una gama muy amplia de capacidad.

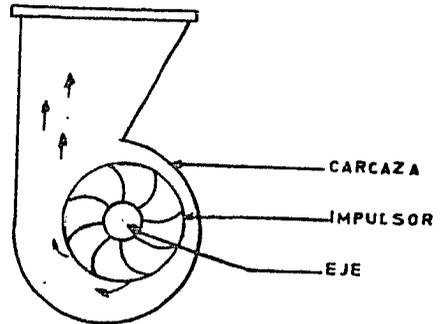


Fig. 1.1. BOMBA TIPO VOLUTA

1.2.1.2.- BOMBAS TIPO DIFUSOR

Estas bombas cuentan con un disco formado por alabes direccionales que rodean al impulsor. Estos alabes se ensanchan gradualmente de tal manera que la energía de velocidad del fluido se convierte en energía de presión. En la actualidad su eficiencia es comparable a la del tipo anterior.

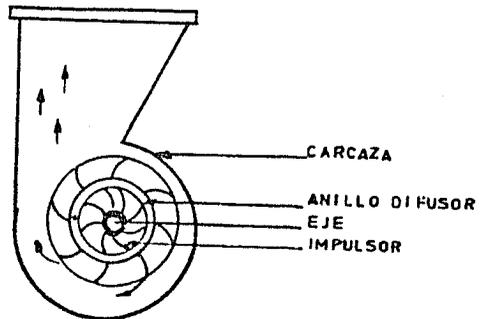


Fig. 1.2. BOMBAS TIPO DIFUSOR

1.2.1.3.- BOMBAS TIPO TURBINA

Estas se caracterizan por tener alabes radiales, los cuales al girar a altas velocidades dentro de un canal anular (carcama) imprimen al fluido sucesivos impulsos de energía.

Se usan para el manejo de líquidos limpios. Pueden ser horizontales o verticales. Son aplicables para capacidades, mediana, altas y diferenciales de presión elevadas.

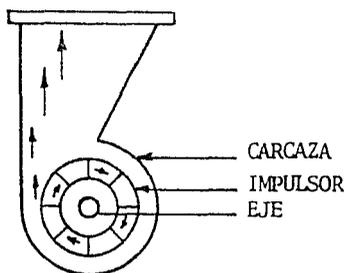


Fig. 1.3.- BOMBAS TIPO TURBINA

1.2.1.4.- BOMBAS DE FLUJO MIXTO

Este tipo de bombas desarrolla su altura dinámica parcialmente debido a la fuerza centrífuga y también por la acción ascendente de las aletas.

Estas bombas son ideales para bajas presiones y capacidades altas. Son de construcción vertical y de un solo paso. La Fig. 1.4 Muestra dos tipos de rodete.

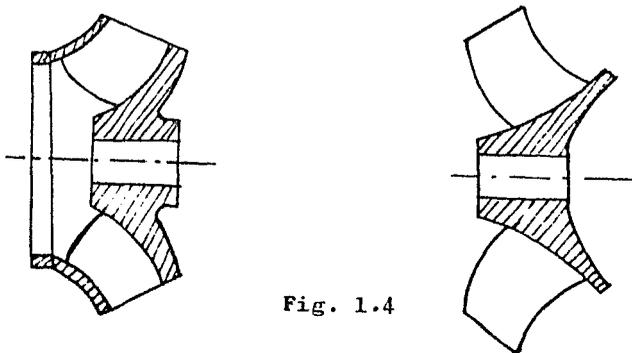


Fig. 1.4

1.2.1.5.- BOMBAS DE FLUJO AXIAL

Generan la mayor parte de su presión por efecto del impulso ascendente de las aspas sobre el líquido.

Este tipo de bombas se conocen también con el nombre de tipo propela. Usualmente son verticales y aplicables a grandes capacidades y diferenciales de presión bajas.

1.2.2. ATENDIENDO A SU APLICACION

Atendiendo a su aplicación las bombas centrífugas se pueden clasificar en:

1.2.2.1 BOMBAS DE ALIMENTACION A CALDERAS

Generalmente estas se construyen de varios pasos, por las presiones de trabajo que se requieren. Por otra parte, casi siempre manejan agua a temperatura elevada, por lo que se construyen con material especial, estoperos enfriados con agua o con características mecánicas especiales como el soporte de la cubierta en la línea de su centro.

1.2.2.2.- BOMBAS PARA ALIMENTACION DE REACTIVOS

El material con que se construyen estas bombas es determinante para su buen funcionamiento, pues los reactivos que se manejan son abrasivos o corrosivos, de ahí que los materiales empleados, así como sus empaquetaduras deban ser resistentes a la abrasión o corrosión.

1.2.2.3.- BOMBAS PARA LA EXTRACCION DE CONDENSADO.

Estas tienen la particularidad de succionar - el agua que se encuentra en una presión inferior a la atmosférica. Las bombas de condensado de baja - presión pueden ser bombas centrífugas tipo voluta - de doble succión de uno o dos pasos. Las bombas cen - trífugas horizontales de tipo voluta con impulsores opuestos, de dos pasos, se emplean en plantas de - presión medias. Las bombas del tipo voluta horizon - tales de varios pasos se utilizan para columnas ele - vadas y capacidades grandes.

1.2.2.4.- BOMBAS DE CIRCULACION

En estas bombas circula el agua a través de - condensadores de turbogeneradores, condensando el - vapor que escapa de las turbinas. Su condición prin - cipal es la de manejar volúmenes de agua a bajas - presiones relativamente.

1.2.2.5.- BOMBAS PARA INYECCION DE AGUA Y YACIMIENTOS PETROLEROS

Estas bombas manejan agua a muy altas presio - nes y gastos moderados, estas bombas son del tipo - vertical y en ocasiones se operan dos bombas en se - rie el agua salada es el medio mas usado para inyec - tar al yacimiento, por lo que se usan bombas todas - de fierro y en ocasiones, se requieren materiales - de aleaciones de acero inoxidable.

1.2.2.6.- BOMBAS PARA SERVICIO GENERAL

Son aquellas bombas centrífugas que manejan -

agua u otros líquidos a temperatura ambiente a diferentes presiones y gastos y son:

- 1.- De uno o varios pasos de presión.
- 2.- De simple o doble succión.
- 3.- De carcaza seccionada horizontalmente.
- 4.- Del tipo barril.

En este tipo de bombas se encuentran desde bombas de pequeña capacidad para uso doméstico hasta las que manejan grandes volúmenes en industrias o para sistema de abastecimiento a las ciudades.

1.3.- BOMBAS DE ALIMENTACION A CALDERAS.

La energía generada en una central de fuerza a vapor se lleva a cabo suministrando energía calorífica al agua para transformarla a su estado de vapor convirtiendo la energía calorífica en energía de presión. Posteriormente parte de la energía de presión se transforma en energía mecánica, en una máquina o turbina de vapor que realizará el trabajo útil.

El agua de alimentación por lo tanto, actúa solamente como un transportador de energía.

Los elementos básicos de una central de fuerza a vapor incluyen: la máquina térmica, la caldera y un medio para suministrar el agua a la caldera.

Las centrales de fuerza modernas usan turbinas de vapor como máquinas térmicas motrices y bombas centrífugas para suministro de agua a la caldera.

La figura 1.5. muestra la ubicación de la bomba de alimentación a calderas dentro de una central de fuerza.

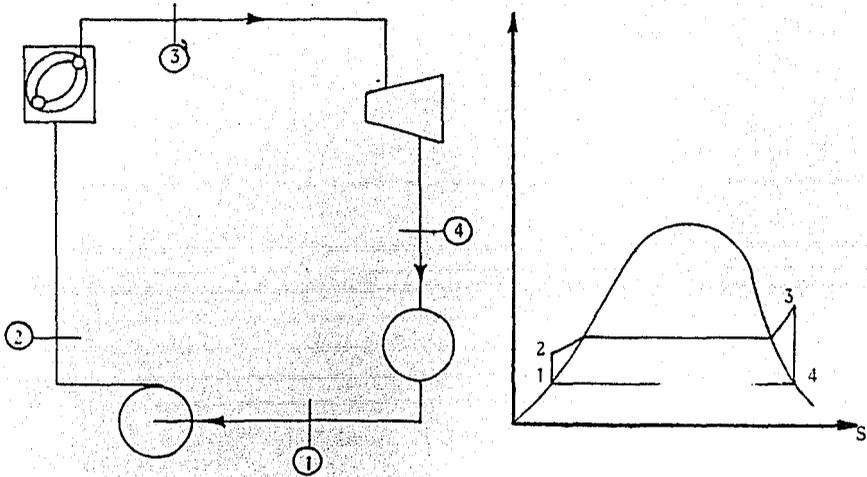


Fig. 1.5.- El ciclo ideal para una planta de fuerza de vapor es el ciclo de Rankine y está comprendido por los siguientes procesos:

- 1-2: Proceso reversible y adiabático de bombeo en la bomba.
- 2-3: Trasmisión de calor a presión constante en la caldera.
- 3-4: Expansión reversible y adiabática en la turbina (o en otra máquina motriz, tal como una máquina de vapor.
- 4-1: Trasmisión de calor a presión constante en el condensador.

1.3.2. CAPACIDAD DE LA BOMBA DE ALIMENTACION A CALDERAS

Una vez que se determina el flujo máximo a la caldera, se puede establecer la capacidad total de la bomba de alimentación, añadiendo un margen a este flujo para cubrir las oscilaciones de la caldera y la reducción eventual por el desgaste.

Este margen varía de 20% en plantas de vapor de baja presión (hasta 28 kg/cm².) a un valor de 8% en plantas de vapor de alta presión (84 kg/cm². hacia arriba)*

La capacidad de generación de vapor de las calderas se expresa en kg/h, mientras que es costumbre definir el servicio de las bombas centrífugas en lt/min. contra una carga en metros de columna de líquido. Para determinar la capacidad de la bomba se utiliza la siguiente relación:

$$\frac{1}{s} = \frac{\text{kg/hr}}{60(\text{sg})}$$

Los valores de la gravedad específica (Sg) del agua de alimentación a diferentes temperaturas, se toma de tablas.

La capacidad total requerida deberá manejarse ya sea con una sola bomba a dividir esta capacidad entre varias bombas operando en paralelo.

En la mayoría de los casos se incluye una o dos bombas como relevo, ya que puede fallar alguna de las bombas en operación o puede presentarse una falla en la fuente de suministro de energía.

1.3.3.- CONDICIONES DE SUCCION

La carga neta de succión positiva C.N.S.P. -

* Ver referencia 1 Pag.

** Ver referencia 2 Pag.

(N.P.S.H.), los representa la carga neta en la succión de la bomba, corregida a la línea de centro - de la bomba, arriba y sobre la presión de vapor de agua de alimentación.

Si la toma de succión de la bomba se encuentra en un calentador de deareador, el agua de alimentación en el espacio de almacenamiento esta a - una presión equivalente a la presión de vapor co - rresponde a su temperatura.

Por lo tanto, la única energía disponible en el impulsor del primer paso arriba de la presión de vapor es la sumersión estática entre el nivel del agua, en el espacio de almacenamiento y la línea de centro de la bomba, menos las pérdidas de fricción en la tubería de succión.

Se debe agregar un margen de seguridad a la C.N.S.P. teórica requerida para proteger las bombas de alimentación contra las condiciones transitorias que siguen a una reducción de carga repentina en el turbogenerador principal. (La C.N.S.P. se tratará con mas detalle en el capítulo 3)

1.3.4. PRESION DE DESCARGA Y CARGA TOTAL.

Para determinar la presión de descarga a la que las bombas de alimentación trabajarán, es necesario obtener la suma de la presión máxima del colector de la caldera y de todas las pérdidas por fricción que ocurren entre la descarga de la bomba de alimentación y la entrada al colector de la caldera.

El cálculo de las pérdidas por fricción debe basarse en la capacidad máxima.

La presión de descarga requerida de la bomba variará de 115 a 125% de la presión del colector de la caldera.*

La presión neta que tiene que generar la bomba de alimentación a calderas es la diferencia entre la presión de descarga requerida menos la presión de succión disponible.

* Ver referencia (2) Pag.

Para convertir la presión Neta a carga total se tiene:

$$\text{CARGA TOTAL (m)} = \text{PRESION NETA (kg/cm}^2\text{.)} \times \frac{10}{S_g}$$

1.3.5. INCLINACION DE LA CURVA CARGA-CAPACIDAD

En el margen de velocidades específicas que normalmente se encuentran en las bombas centrífugas de varios pasos de alimentación a calderas, el aumento de carga del punto de rendimiento óptimo variará de 10 a 25%*. Además la curva de carga-capacidad es de tal forma que la caída de carga es muy lenta a bajas capacidades, acelerándose al aumentar la capacidad.

Si la bomba opera a capacidad constante, la diferencia de presión entre la curva de carga capacidad de la bomba y la curva de carga del sistema debe compensarse con el regulador de alimentación de agua.

Cuando se operan varias bombas de alimentación en paralelo debe tenerse curvas estables y cargas iguales al cierre. De otra forma el flujo total se dividirá desigualmente y una de las bombas puede salirse de la línea, después de que ocurra un cambio en la capacidad requerida con bajo flujo.

1.3.6. CARACTERISTICAS GENERALES

Las bombas de alimentación a calderas que se-

* Ver referencia 3 Pag.

usan para presiones de descarga inferiores a 87.5 - kg/cm² por lo general se diseñan con cubiertas axialmente divididas. Las bombas con cubiertas dobles divididas radialmente se usan para presiones de descarga más altas.

En bombas de varios pasos, el impulsor de admisión sencilla se usa casi universalmente por la complicación de diseño, costo inicial y mantenimiento que requiere la etapa de admisión doble.

La excepción es el impulsor de primer paso de doble admisión que se usa en algunas bombas de alimentación a gran capacidad.

Para la selección de materiales para las cubiertas de bombas de alimentación y para las partes internas, se tiene lo siguiente:

1.3.6.1.- MATERIALES PARA LA CUBIERTA.

Las cubiertas de las bombas centrífugas se hacen generalmente de hierro colado, el cual a temperatura normal tiene limitaciones definidas de resistencia, por tanto, dicha cubierta será apropiada para un límite de presión definido.

Si se tienen que resistir presiones más altas (para una operación a velocidades más altas que las de diseño o por presiones altas de succión), se modifica el diseño para obtener mayor resistencia o se usará un metal que se pueda someter a esfuerzos mayores.

Las cubiertas de hierro fundido se usan raras-

veces para presiones superiores de 70 a 77 kg/cm². y temperaturas mayores de 177°C.

La tubería en los sistemas de bombeo de altas temperaturas y presiones, generalmente se hacen de acero. Las cubiertas de acero son preferidas, ya que no es conveniente tener una cubierta más débil que la propia tubería.

En caso de que el líquido bombeado sea corrosivo o abrasivo se usará acero inoxidable para recubrir la parte interior de las cubiertas.

1.3.6.2. MATERIALES PARA IMPULSORES.

Los impulsores de bronce se prefieren para manejar líquidos normales, sin embargo, no se deben usar con cubiertas de hierro fundido si el líquido que se maneja es un electrolito fuerte, que requieren materiales ferrosos.

Raramente se usa el bronce para accesorios de bombas, si la temperatura del líquido bombeado excede de 121.11°C. El bronce a altas temperaturas se expande un 40% más que el acero, la cual ocasiona que los accesorios de bronce sufran una expansión desigual a la flecha, impulsores y manguitos, ocasionando variaciones en las holguras correspondientes.

El uso de los impulsores de bronce están limitados por el efecto de las velocidades periféricas, ya que el esfuerzo centrífugo ejercido por el impulsor y el estiramiento resultante en el cubo del impulsor llegan a ser apreciables a elevadas velocidades.

des periféricas.

Para evitar el efecto acumulativo de la expansión térmica y centrífuga excesiva, el límite empírico de la velocidad periférica de los impulsores - de bronce que manejan líquidos calientes es aproximadamente 48.76 m/s o sea, una altura de elevación - de 112 m por etapa.

1.3.6.3.- MATERIALES PARA ANILLOS DE DESGASTE, FLECHAS, MANGUITOS Y PRENSAESTOPAS.

Los anillos de desgaste se fabrican de bronce principalmente. Algunas veces se hacen de hierro colado, acero fundido, acero inoxidable y monel, se requiere dureza u otras propiedades que no se obtienen al fabricarlas de bronce.

Las flechas de las bombas que requieren manguitos de flecha están echas de acero de hogar abierto si estan presentes grandes esfuerzos se usan aleaciones de acero de alta resistencia a la tensión.

Si se manejan líquidos corrosivos se usan flechas de acero inoxidable, bronce fosforado o metal monel. Los manguitos de flecha generalmente están hechos de bronce sustituyéndolos por acero inoxidables si se requiere mayor resistencia a la abrasión. El costo reducido de las aleaciones inoxidables a ocasionado que sustituya al acero ordinario, y para alimentación a calderas, hasta el bronce como material para manguitos. El hierro colado se usa muy raras veces, ya que un manguito de flecha que protege a esta en el estopero, debe tener un acabado liso - si ha de funcionar adecuadamente con la empaquetadura.

Las prensaestopas normalmente están hechos de bronce, aunque el hierro fundido o el acero pueden emplearse en bombas equipadas totalmente de hierro.

C A P I T U L O 2

2.- DESCRIPCION DE LAS INSTALACIONES.

2.1.- C A L D E R A S.

Las calderas que se instalarán en el Complejo Petroquímico Cactus, son del tipo tubos de agua dos domos marca MITSUBISHI.

El número de unidades por instalar son cinco, de las cuales cuatro trabajarán y una será de relevo.

La capacidad de la caldera es:

PROMEDIO MAXIMO CONTINUO	200,000 kg/h
CARGA PICO (4 HORAS)	220,000 kg/h
LA PRESION DEL VAPOR ES DE	115 kg/cm ² Man
LA TEMPERATURA ES DE	443.3°C

*

La temperatura del agua de alimentación es de 115.6°C.

El Combustible que utilizarán las calderas es de gas natural en el futuro se empleará aceite combustible.

2.1.1.- CARACTERISTICAS DEL AGUA DE ALIMENTACION A CALDERAS.**

El agua de alimentación a calderas deberá es-

* Ver referencia (4)

** Ver referencia (5)

tar disponible con las siguientes características - para su uso:

GASTO.....	3546 lt/min.
PRESION EN EL DOMO DE VAPOR.....	114.9 kg/cm ² MON.
TEMPERATURA EN EL DOMO DE VAPOR.	115.6°C
TIPO DE AGUA DE ALIMENTACION....	DESMINERALIZADA, DEAREADA.
CONDUCTIVIDAD.....	1.0 μ /cm.
SILICO (COMO SiO ₂).....	0.02 p pM*

Las limitaciones de agua de alimentación que aseguran la buena operación de la caldera, son las siguientes:

PH (A 25°C)		8.5 - 9.0
DUREZA	PPM (COMO CaCO _a)	0
OXIGENO DISUELTO	PPM	ABAJO DE 0.007
SOLIDOS DISUELTOS	PPM	
SILICA	PPM (COMO SiO ₂)	ABAJO DE 0.02
FOSFATO	PPM (COMO P ₀₄)	
HIDROZINA	PPM (COMO H ₂ H ₄)	SOBRE 0.02
ACEITE	PPM	MANTENER 0:0
HIERRO	PPM (COMO Fe)	ABAJO DE 0.02
COBRE	PPM (COMO Cu)	ABAJO DE 0.01
ALUMINIO	PPM (COMO Al)	ABAJO DE 0.02
CONDUCTIVIDAD	μ /cm	ABAJO DE 1.0

* Partes por Millón

2.1.2. SISTEMA DE VAPOR.

El vapor obtenido de las calderas deberá satisfacer la demanda de las siguientes plantas:

PLANTAS CRIOGENICAS No. 1

PLANTAS CRIOGENICAS No. 2

ESTACION ACONDICIONADORA DE VAPOR DE
45 Kg/cm²

El vapor producido por las calderas tiene las siguientes características.

PRESION: 103.6 Kg/cm² Man

TEMPERATURA: 443.3°C

Por otra parte, el vapor necesario para las plantas se proporcionará en los siguientes niveles:

SERVICIO	PRESION MAN. (Kg/cm ²)	TEMPERATURA (°C)	CALIDAD
ALTA	102.0	440	SOBRECALENTADO
MEDIA	45.0	345	SOBRECALENTADO
BAJA	4.2	153	SATURADO

EL DIAGRAMA DE BALANCE NOS SERVIRA PARA INDICAR EL SISTEMA DE VAPOR. Ver dibujo No. 1

VAPOR DE ALTA.- El vapor de alta presión producido por las calderas se destina a las plantas criogénicas No. 1 y No. 2 y a la estación acondicionadora de vapor de 45 kg/cm².

El vapor es utilizado en las plantas criogénicas No. 1 y No. 2 para accionar las turbinas de los compresores de gas residual de alta presión.

Estas son del tipo de condensación total con extracción lateral de vapor de media. y baja.

VAPOR DE MEDIA.- Las condiciones de salida - del vapor de las plantas criogénicas son como vapor de media y baja. El vapor de media se utiliza en - las siguientes plantas:

PLANTA ENDULZADORA DE CONSENSADO No. 1

PLANTA ENDULZADORA DE CONDENSADO No. 2

PLANTA FRACCIONADORA DE GASOLIN

SERVICIOS AUXILIARES (ACCIONAMIENTO DE TURBINAS).

También la estación acondicionadora de vapor-45 kg/cm². proporciona el vapor de media a dichas - plantas.

VAPOR DE BAJA.- El vapor de baja se destina a las plantas siguiente:

PLANTA ENDULZADORA No. 5

PLANTA ENDULZADORA No. 6

PLANTA ENDULZADORA No. 7

PLANTA ENDULZADORA No. 8

PLANTA ENDULZADORA No. 9

PLANTA ENDULZADORA No. 10

PLANTA ENDULZADORA No. 11

PLANTA ENDULZADORA No. 12

PLANTA ENDULZADORA DE CONDENSADO No. 1

PLANTA ENDULZADORA DE CONDENSADO No. 2

PLANTA FRACCIONADORA DE GASOLINA.

Este vapor de baja, se proporcionará también con la ayuda de la estación acondicionadora de 3.5 kg/cm². de la cual se toma.

Una línea de vapor para deaeradores.

La estación acondicionadora de 20 kg/cm². proporciona vapor solo a la planta fraccionadora de gasolina.

Para los servicios auxiliares (accionamiento de turbinas) el vapor de entrada es de media y sale como vapor de baja que se aprovecha en las plantas mencionadas anteriormente.

2.1.3.- SISTEMA DE CONDENSADO.

El sistema de condensado se describe a continuación: El condensado de las plantas criogénicas No. 1 y No. 2, el Condensado de trampas de vapor, el de las plantas endulzadoras de condensado y el de la fraccionadora de gasolina se almacena en un tanque de condensado.

Este condensado pasa por la unidad pulidora de condensado para posteriormente utilizarse en el deaerador, del cual succionará la bomba de alimentación a calderas.

El condensado de las plantas endulzadoras se-

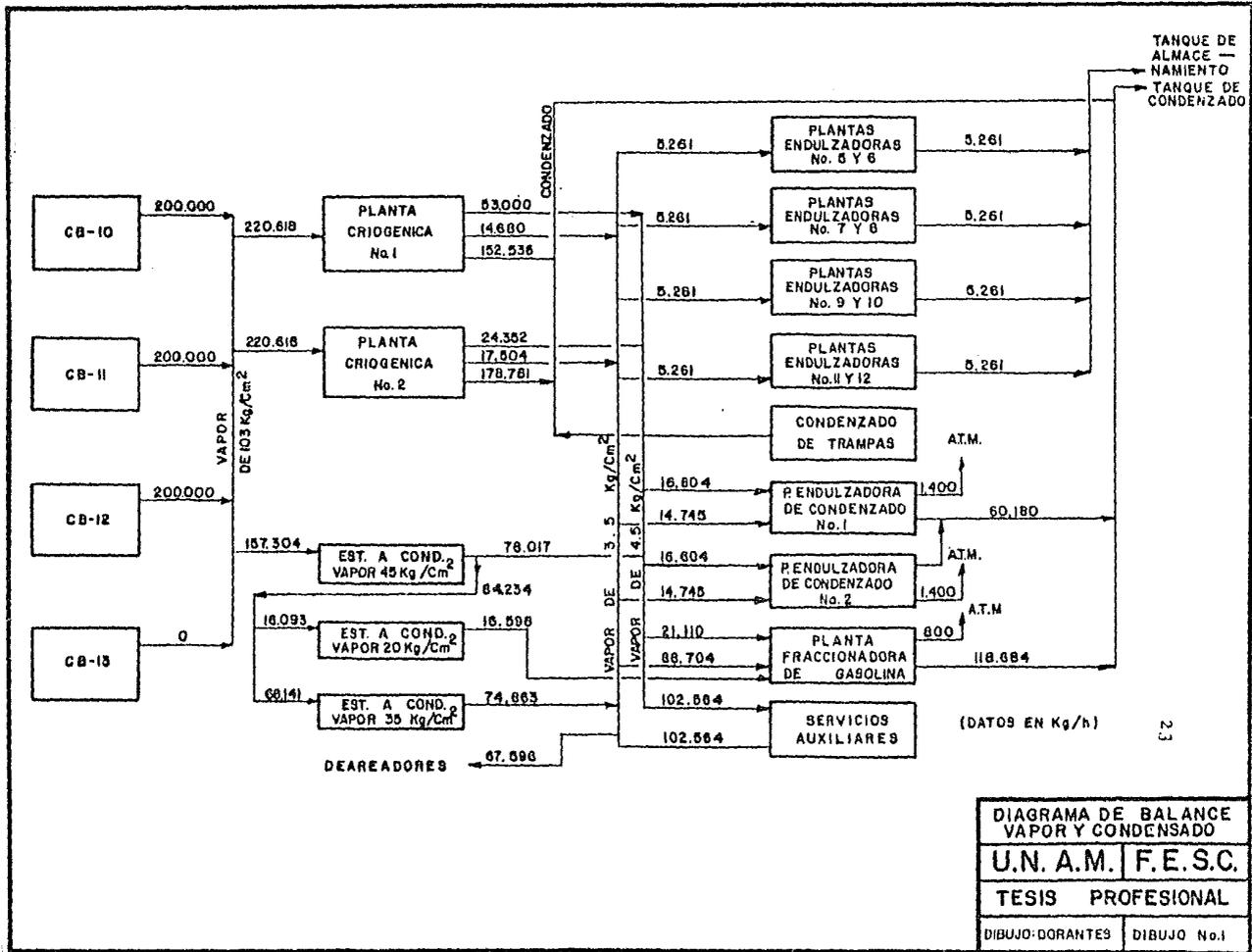


DIAGRAMA DE BALANCE VAPOR Y CONDENSADO

U. N. A. M. F. E. S. C.

TESIS PROFESIONAL

DIBUJO: DORANTES DIBUJO No. 1

manda a un tanque de almacenamiento, para ser aprovechado después en dichas plantas como agua de proceso.

2.2. DEAREADOR

El dereador calienta agua por medio de contacto directo con el vapor, removiendo los gases no condensables, tales como oxígeno y bióxido de carbono.

CARACTERISTICAS DEL DEAREADOR

TIPO SHR ROCIADOR	DEAREADOR CALENTADOR HORIZONTAL
CAPACIDAD A LA SALIDA	454,545 Kg/h
REPUESTO	389,314 Kg/h a 20°C
VAPOR	65,230 Kg/h
PRESION DEL VAPOR	1.05 Kg/cm ²
ALMACENAMIENTO	45,757 Kg IGUAL A 10 MIN.
DIAMETRO DEL TANQUE	3,352 m
PARTE RECTA	10,360 m
PRESION DE DISEÑO	3,5 Kg/cm ²

Los cimientos deben ser los adecuados para soportar el peso del calentador cuando se llena con agua. Debe tener una altura suficiente para proporcionar la altura necesaria para la operación satisfactoria de la bomba de alimentación a calderas.

* Ver referencia (6) Pag.

Las bombas centrífugas requieren de 3.65 m a 9.14 m de altura, dependiendo del diseño de la bomba y de la presión de la caldera.

Nuestro caso, el nivel del agua deareada en el domo de almacenamiento es de 2.4 m. Como el deareador esta a 10 m sobre el piso, la carga estática que se tiene es de 11.4 m (suponiendo que el ojo del impulsor de la bomba está a 1 m) esto ayuda a que la carga de succión pueda proporcionar suficiente energía para suministrar el líquido dentro de la bomba.

2.3.- S I S T E M A D E A G U A

El tipo de agua de alimentación es: desmineralizada y deareada la temperatura de agua de alimentación en el domo de vapor es de 115.6°C y la presión de 115° kg/cm².

Esta agua recibe un tratamiento antes de llegar al deareador para que de ahí la bomba de alimentación a calderas succione y cumpla su objetivo.

La trayectoria del agua de alimentación a calderas, desde que se toma del rio hasta llegar al deareador, es la siguiente: Ver dibujo No. 2

El agua que necesita el complejo se toma del rio Mezcalapa situado a 30 Km. de este.

Con ayuda de las bombas BA-17A, B, C, D tipo-turbina y de 30.28 m³/min. de capacidad cada una se manda el agua al complejo a la unidad de pretratamiento de agua.

El objeto de esta unidad es eliminar las impurezas contenidas en el agua, mediante un tratamiento externo. El equipo de tratamiento externo usado es del tipo PRECIPITADOR DE COAGULANTE EN FRIO, con el cual se elimina la turbidez y las materias en suspensión del agua. La capacidad de esta unidad es de 45.42 m³/min.

Una vez que el agua ha sufrido dicho tratamiento, se dirige al tanque de almacenamiento TV-2 cuya capacidad es de 23843 m³. Para ello, se utilizan las bombas A-111A, B, C, D cuya capacidad es de 22.7 m³/min. cada una.

Del tanque de balance TV-2 se tendrán dos ramales: uno para proporcionar el agua a las torres de enfriamiento y otro para la unidad desmineralizadora de agua.

Se emplean las bombas BA-101A, B, C, con capacidad de 3.874 m³ por minuto cada una, para mandar el caudal de agua necesaria para la unidad desmineralizadora, la cual como su nombre lo dice, elimina todas las sustancias minerales disueltas en el agua mediante el intercambio iónico.

La capacidad de la unidad desmineralizadora de agua es de 5.67 m³/min. el agua desmineralizadora pasa al tanque de agua desmineralizadora TV-100 de 1192 m³ de capacidad, para posteriormente ser bombeada por las bombas BA-102 C, D de 3.785/min. a los deareadores ED-100 A, B.

Todos los condensados que se recuperan de las

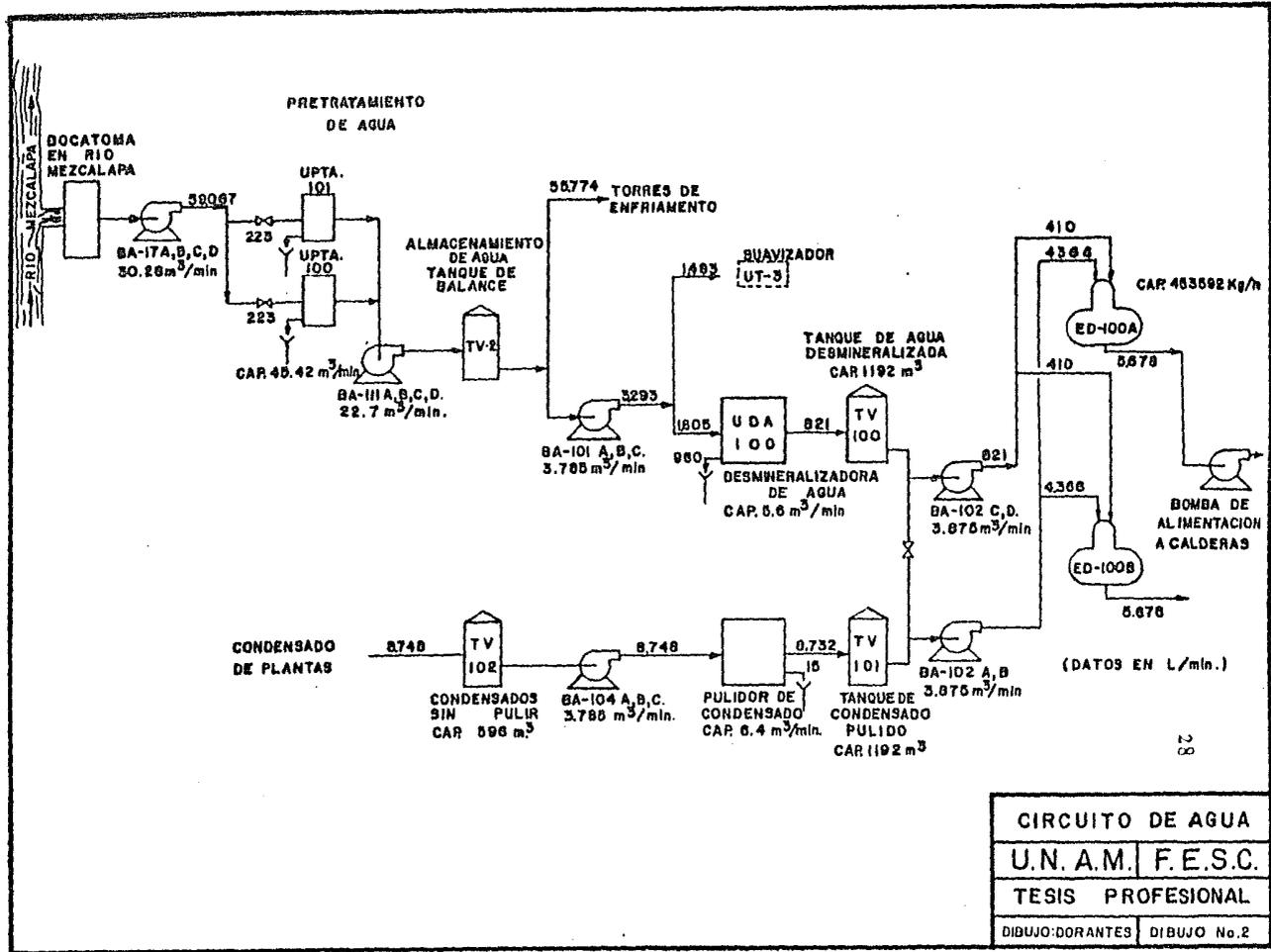
diferentes plantas del complejo se almacenan en el tanque de condensados sin pulir TV-102, de donde se succionan para las bombas BA-104 A, B, C de 3.785 - m³/min. para dirigirlas a la unidad pulidora de con densado.

Esta unidad pulidora de condensado reacondi - ciona el agua para utilizarse en el deareador. La - capacidad de la unidad es de 6.43 m³/min.

El condensado pulido se almacena en el TV-101, tanque de condensado pulido, de donde tomarán las - bombas BA-1024 A, B. de 3.785 m³/min, dicho conden - sado para enviarlos a los deareadores.

Por tanto, en los deareadores tenemos agua - desmineralizada y pulida. La cual se calentará con - vapor de baja presión para eliminar los gases no - condensables como son oxígeno y bióxido de carbono, con lo que el agua llenará los requerimientos de - agua de alimentación a calderas.

El agua en el domo de almacenamiento de agua - deareada está ya en condiciones de suministrarse a las calderas. Para lo cual se usará la BOMBA DE ALI MENTACION A CALDERAS.



CIRCUITO DE AGUA	
U.N.A.M.	F.E.S.C.
TESIS PROFESIONAL	
DIBUJO: DORANTES	DIBUJO No. 2

C A P I T U L O 3

3. CALCULO DEL GASTO Y CARGA TOTAL DE TRABAJO.

En el diseño de un sistema de bombeo hay varios elementos que deben considerarse, no importa la clase o tipo de bomba que finalmente se escoja para la instalación. Estos elementos incluyen: capacidad, columna, naturaleza del líquido, tuberías, motores, etc. en el presente capítulo se discuten los dos primeros o sea la capacidad y columna total para nuestro caso.

3.1. CALCULO DEL GASTO.

Para determinar la capacidad requerida de una bomba, debe conocerse los requerimientos del flujo del sistema servido. En instalaciones de alimentación de caldera, los requerimientos del flujo son fáciles de determinar, porque hay una demanda mínima y una demanda máxima predecibles.

La capacidad de evaporación de cada caldera es de 200,000 kg/h como la temperatura de agua de alimentación en el domo de vapor de la caldera es de 115°C, se considera que la temperatura del agua de alimentación sea un poco mayor (120°C) ya que existen pérdidas en el trayecto por la tubería de descarga de la bomba. Por tanto, el valor de la gravedad específica es de 0.94 para dicha temperatura.

EL FLUJO MAXIMO A LAS CALDERAS ES EL SIGUIENTE:

$$\frac{3 \times 200,000 \text{ Kg/h}}{60 \times Sg} = \frac{600,000 \text{ Kg/h}}{60 (0.94)} = 10,638 \text{ lt/min.}$$

Ahora, la capacidad de la bomba de alimentación se obtiene dando un porcentaje al flujo máximo para cubrir las oscilaciones de las calderas y reducción por el desgaste, el cual se toma del 5% al 18% según las especificaciones del fabricante. Tomando un 5% de flujo máximo tenemos:

CAPACIDAD DE LA BOMBA=10,638(1.05)=11,170 lt/min.

Este caudal corresponde a aquél en el que las calderas trabajan al 100% de su capacidad.

3.1.1. NUMERO DE UNIDADES.

El número de unidades de bombas de alimentación de calderas es importante, ya que aumenta la confianza en la operación de las bombas. En casos en que la bomba está expuesta a servicio severo, son necesarias unidades de repuesto.

Como la demanda máxima es tan grande, no se puede utilizar solo una bomba; se utilizarán dos bombas con capacidad del 50% de la demanda normal, operando en paralelo. Por otra parte, con capacidades muy grandes es difícil encontrar una unidad que cubra las demandas medias.

En virtud de que se requiere continuidad en el suministro del agua, se eligen tres bombas con

la capacidad señalada, operando dos en paralelo, quedando la tercera de relevo.

Frecuentemente se usa una fuente de fuerza diferente para mover la bomba de relevo, ya que las bombas pueden salir de servicio por falla en la bomba o por interrupción del suministro de energía.

El cambio a la unidad de relevo se efectúa cuando la presión en el cabezal de descarga disminuye ya un 50%.

La demanda normal es el 80% de la demanda máxima, por lo que se tiene:

$$\text{DEMANDA NORMAL} = 80\% \text{ DEMANDA MAXIMA} = 11170 (0.8) = 9000 \text{ lt/min.}$$

Por lo tanto, trabajarán dos bombas de 4500 lt/min. de capacidad cada una, operando en paralelo, siendo la temperatura de bombeo de 120°C.

3.1.2. VARIACIONES DE DEMANDA.

Las variaciones en la cantidad del líquido entregado influyen generalmente sobre la eficiencia de la bomba. Es práctica usual el elegir una bomba de manera que cuando opera a su capacidad normal, su eficiencia se encuentra en el máximo o muy cerca de él.

Con la bomba centrífuga usual un aumento en capacidad viene generalmente acompañado por una disminución en la columna desarrollada. Puesto que la

fricción de la tubería aumenta con la cantidad de -
gasto. La bomba puede no ser lo bastante potente -
para entregar la capacidad deseada debido a que no
puede desarrollar suficiente columna.

La operación excesiva de una bomba a capacida
des mayores que la normal puede conducir a dificult
dades de mantenimiento prematuros. Cuando una bomba
opera una gran parte del tiempo a la capacidad nomi
nal, con sobrecargas ocasionales, la duración del -
período de sobrecarga, no están importantes, pero -
cuando las sobrecargas son excesivas, se considera
el uso de dos bombas en lugar de una.

El uso de dos bombas permite que cada una de
ellas opera en su mejor región de eficiencia la ma
yor parte del tiempo. Aun cuando los costos inicia
les pueden ser mayores, el costo de operación más -
bajo y la mayor flexibilidad ayudan a pagar la in--
versión adicional.

3.1.3. REQUISITOS DE OPERACION.

Para que dos bombas puedan operar en paralelo
en un sistema estrangulado deberán:

- Tener curvas H-Q que se eleven siempre al -
acercarse al corte (pendiente negativa).

- Tener el mismo porcentaje de reducción en -
capacidad sobre el rango probable de operación, o -
que entreguen algo de gasto sobre esta región.

Generalmente dos o más unidades con curvas -
H-Q estables y con columnas de corte aproximadamen-

te iguales, comparten la carga en forma casi igual en sus capacidades más bajas.

En un sistema estrangulado, como es alimentación de calderas, el gasto se ve controlado por el uso de una o más válvulas que disipan el exceso de columnas desarrollado por las bombas. Esta válvula se coloca directamente en la línea de descarga.

En los sistemas no estrangulados, en los que las bombas frecuentemente descargan a un tubo o tanque de reserva el flujo depende de la columna desarrollada y de las características normales del sistema.

3.2. CALCULO DE LA CARGA TOTAL DE TRABAJO

Antes de iniciar el cálculo de la carga total de trabajo, se define a continuación algunos términos usados en sistemas de bombeo.

PRESION.- Existen tres tipos de presión y son:

- Presión absoluta.- Es aquella arriba del cero absoluto.
- Presión barométrica.- Es la presión atmosférica de una localidad determinada.
- Presión de carga.- Es la presión arriba de la atmosférica de la localidad en que se mide.

La presión absoluta puede encontrarse arriba o abajo de la atmosférica: Un vacío se considera -

como presión de carga negativa.

Presión de Vapor.— Todo líquido, a cualquier temperatura arriba de su punto de congelación, ejerce una presión debida a la formación de vapor en su superficie libre esta presión conocida como presión de vapor del líquido, es función de la temperatura, mayor será la presión de vapor. La presión del vapor es un factor importante en las condiciones de succión de las bombas que manejan líquidos de todos los tipos. En cualquier sistema de bombeo, la presión en cualquier punto nunca debe reducirse más allá de la presión de vapor correspondiente a la temperatura del líquido, porque el líquido formará vapor que puede, parcial o totalmente hacer que cese el flujo del líquido en la bomba.

CARGA TOTAL DE SUCCION (hs).— Es la carga estática en la línea de succión de la bomba arriba de la línea de centro de la bomba menos todas las pérdidas de carga por fricción para la capacidad que se está considerando (incluyendo también la pérdida de entrada en la tubería de succión).

Más cualquier presión (siendo el vacío una presión negativa) que exista en el abastecimiento de la succión.

En vez de expresar la carga de succión como un valor negativo, el término "elevación de succión" se usa cuando la altura de succión es negativa y cuando la bomba toma su succión de un tanque abierto a la presión atmosférica.

CARGA ESTÁTICA DE SUCCION (S).— Es la diferen

cia de elevación entre el nivel del líquido de succión y la línea de centro de la bomba. Si la carga estática de succión es un valor negativo porque el nivel del líquido de succión está abajo de la línea de centro de la bomba, se dice que es una "elevación estática de succión".

CARGA DE FRICCIÓN EN LA SUCCIÓN (hfs). Es la carga equivalente, en metros del líquido bombeado que es necesaria para vencer las pérdidas de fricción causadas por el flujo del líquido a través de la tubería incluyendo todos los accesorios.

La carga de fricción varía con: la cantidad de flujo: tamaño tipo y condición de la tubería y accesorios: carácter del líquido bombeado.

LAS PERDIDAS SE DEBEN PRINCIPALMENTE:

- **PERDIDAS POR ENTRADA.**- El punto de conexión de la tubería de succión a la pared de la cámara de entrada se llama "entrada de la tubería de succión" la magnitud de esta pérdida depende del diseño de la entrada de la tubería. Produciendo una boca acampanada bien diseñada la pérdida será la más baja posible.

- **PERDIDAS POR ACCESORIOS.**- Estas son debidas por codos, bridas, válvulas, etc. se acostumbra incluir esta pérdida en el cálculo de la fricción, expresándola en longitud equivalente de tubería que se utiliza.

Para determinar la carga de succión, se presentan las tres con-
 diciones más comunes de abastecimiento de succión Ver. Fig.3.1

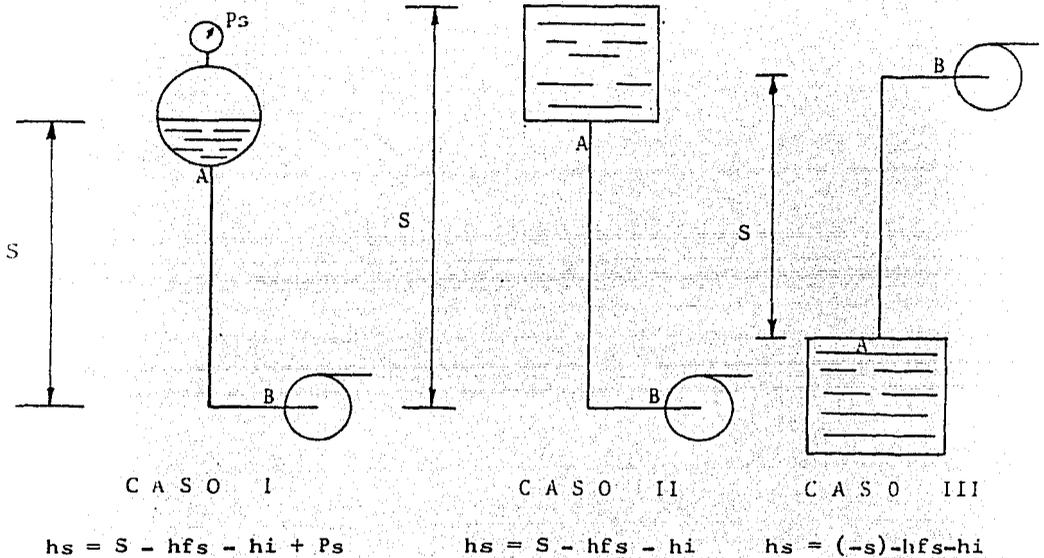


FIG. 3.1

DONDE:

h_s = CARGA DE SUCCION.

S = CARGA ESTATICA.

h_{fs} = PERDIDA TOTAL POR FRICCION DE A-a-B.

h_1 = PERDIDA DE ENTRADA EN A.

P_3 = PRESION DIFERENTE A LA ATMOSFERICA.

CARGA NETA DE SUCCION POSITIVA (CNSP o NPSH). En el bombeo de líquidos la succión nunca deberá reducirse a la presión de vapor del líquido.

La energía disponible que puede utilizarse para pasar el líquido por la tubería de succión y la vía de agua de succión de la bomba dentro del impulsor, es por eso la carga total de succión menos la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. La carga disponible medida en la succión de la bomba, se le llama carga neta de succión positiva (CNSP No. N.P.S.H.).

Existen dos tipos de CNSP.

- 1.- C.N.S.P. DISPONIBLE.
- 2.- C.N.S.P. REQUERIDO.

Hay que distinguir entre estos dos tipos de C.N.SP.

El primero es una característica del sistema en el que trabaja una bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga de succión absoluta existente y la presión de vapor a la temperatura de operación.

El CNSP requerido, está en función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor a una capacidad determinada también se define el CNSP requerido como la presión absoluta necesaria en la entrada de la bomba para evitar la cavitación.

PARA DETERMINAR EL CNSPd, SE TIENE:

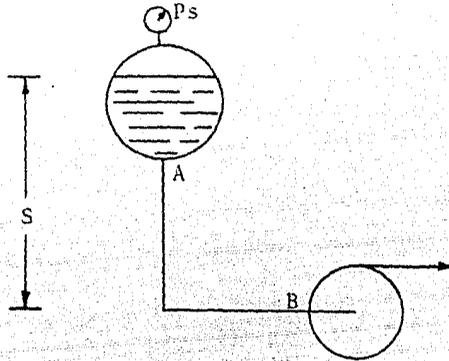


FIG. 3.2.

LA FIGURA 3.2. Muestra un sistema de bombeo para determinar el:

$$\text{CNSPd} = S + (P_s - P_v) - (H_{fs} + h_i)$$

Donde: P_v = PRESION DE VAPOR.

Todas las cargas y presiones deben expresarse en metros de líquido a la temperatura de bombeo.

CARGA DE DESCARGA (H_d).- Es la altura de elevación medida en la boquilla de descarga.- Es la suma algebraica de la carga estática, las pérdidas de carga por fricción a la capacidad que se considera, la pérdida de salida en el extremo de la línea de descarga y la carga terminal o presión.

CARGA ESTÁTICA DE DESCARGA (D).- Es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centro de la bomba.

CARGA DE FRICCIÓN EN LA DESCARGA (h_{fd}). Incluye todas las pérdidas de energía que se tienen a partir de la boquilla de la bomba y en la tubería de descarga.

Para determinación de la carga de descarga, se presentan en la Fig. 3.3 seis sistemas típicos de descarga.

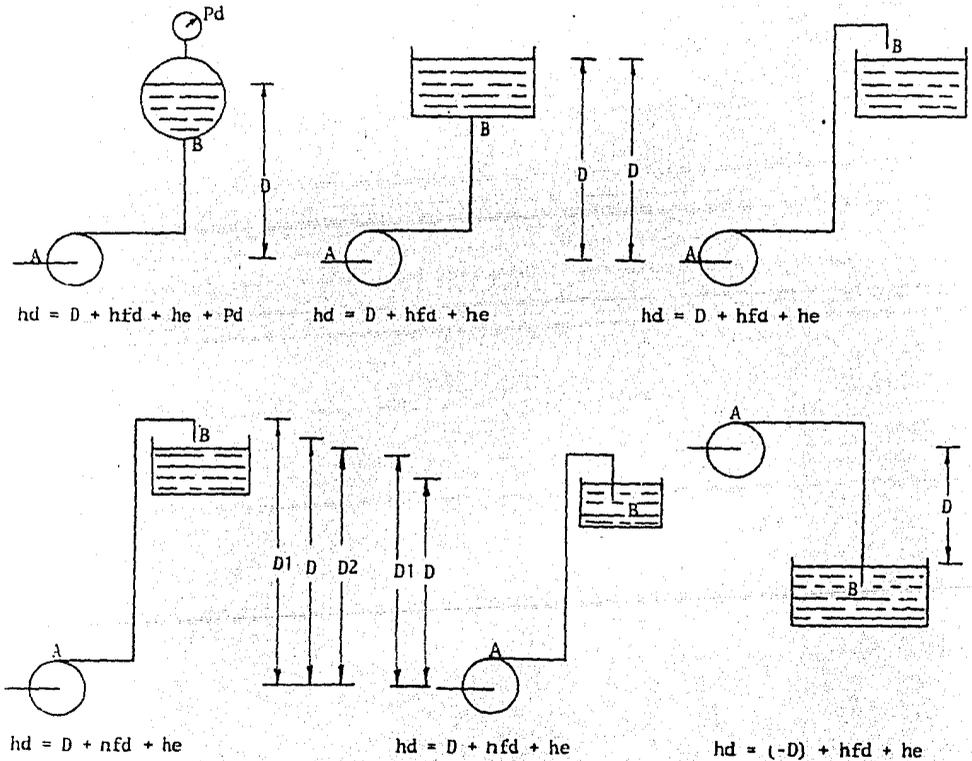


FIG. 3.3

DONDE:

h_d = CARGA DE DESCARGA.

D = CARGA ESTÁTICA DE DESCARGA.

h_{fd} = PERDIDA DE FRICCIÓN DE A a B.

h_e = PERDIDA DE SALIDA EN B.

P_d = DESVIACION DE LA PRESION ATMOSFERICA.

CARGA TOTAL (H).- La carga total de una bomba centrífuga es la energía impartida al líquido por la bomba, o sea la diferencia entre la carga de descarga y la carga de succión.

$$H = h_d - h_s \quad (3.2)$$

3.2.1. CARGA DE SUCCION

El siguiente esquema mostrado en la Fig. 3.4 nos ayuda para conocer el valor de la carga de succión.

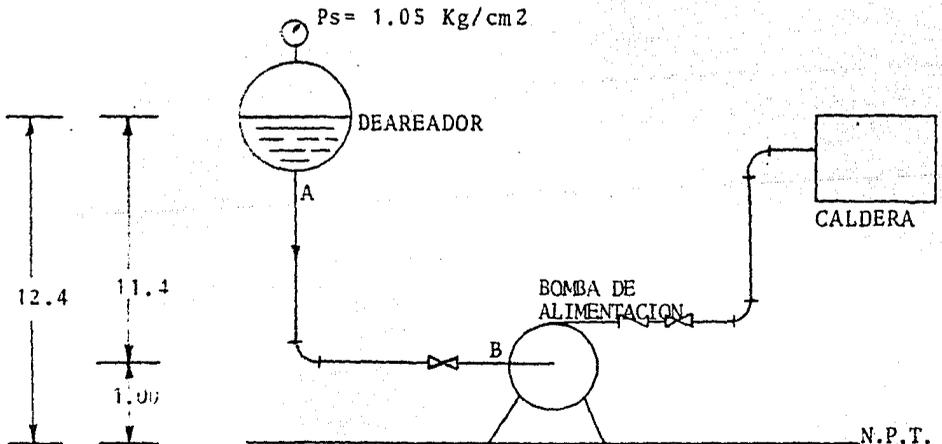


FIG. 3.4 (ACOT. EN m)

El nivel de agua del tanque de almacenamiento del deareador se encuentra a 12.4 m del N.P.T. (nivel de Piso Terminado) y se considera que el ojo del impulsor de la bomba se encuentra a 1 m.

Para conocer el valor de la pérdida total por fricción del punto "A" al punto "B" (hfs), se dispone de los siguientes datos:

Gasto (Q) = 9000 lt/min. Para dos bombas

Como la carga total se hace para cada bomba, el gasto que se utiliza es:

$$Q = 4500 \text{ lt/min. (1 lt/min = 0.2642 G.P.M)}$$

$$Q = 1188 \text{ G.P.M.*}$$

diámetro nominal de tubería:

Diámetro nominal = 12 pulg. (304.8 mm.) cédula 40

Líquido Agua tratada a 120°C

Utilizando el manual "Crane" para conocer el valor de las pérdidas por fricción se anota del lado Izq. La página del manual donde se obtienen las fórmulas y datos.

$$hL = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Pérdida de carga

$$hL = 0.01863 \frac{fLv^2}{d}$$

$$* \text{ I.G.P.M.} = \frac{1}{449} \text{ Pies}^3/\text{seg.}$$

DONDE:

L = Long. de la tubería en pies.

d = diámetro interior en pulgadas.

v = Velocidad en pies por seg.

g = 32.2 pies por seg.²

Análisis Dimensional:

$$hL = \frac{\text{Pies pies}^2/\text{seg}^2}{\text{Pulg.}^2 (\text{pies}/\text{seg}^2)} = \frac{f \text{ pies pies}^2/\text{seg}^2}{\frac{1}{12} \text{ pie}^2 (32.2 \text{ Pie}/\text{seg}^2)}$$

$$hL = 0.1863 \frac{fL v^2}{d} (\text{pies}).$$

B-17 Para tubería de Diam. Nom. = 12" Cédula 40

d = 11.938 Pug. Diámetro interior

d² = 142.5 Pulg.² Dian. Int. Elevado al cuadrado

D = 0.995 pies Equivalente en pies

3-2 Cálculo de la velocidad

$$V = \frac{Q}{A} \quad \text{Ecuación de la velocidad}$$

$$V = 183.3 \frac{Q}{d^2} = 0.408 \frac{Q}{d^2}$$

DONDE:

q = Gasto en pies por segundo

Q = Galones por minutos

ANALISIS DE LA EC. ANTERIOR:

$$A = 0.25 \pi d^2 \quad V = \frac{Q}{A} = \frac{q}{0.25 \pi d^2}$$

COMO q ESTA EN PIES/ SEG TRANSFORMANDO PULG² EN PIES²

TENEMOS:

$$V = \frac{144}{0.25} \frac{q}{d^2} = 183.3 \frac{q}{d^2} \left(\frac{\text{Pies}}{\text{Seg}} \right)$$

ANALOGAMENTE TENEMOS:

$$V = \frac{183.3}{449} \frac{Q}{d^2} = 0.408 \frac{Q}{d^2} \frac{\text{Pies}}{\text{Seg}}$$

SUSTITUYENDO LOS VALORES DE Q Y d EN V TENEMOS:

$$V = 0.408 \frac{1188}{142.5} ; V = 3.4 \text{ Pies/seg}$$

A-6 $\rho = 59.36 \text{ lb/pie}^3$ PESO ESPECIFICO DEL AGUA

$\mu = 0.25$ CENTIPOISE VISCOSIDAD

3-2 NUMERO DE REYNOLDS

$$Re = \frac{D v \rho}{\mu_e} ; \mu_e = \text{VISCOSIDAD ABSOLUTA} \frac{\text{lbm}}{\text{Pie.s}}$$

COMO $\mu_e = 32.2 \mu'_e$; $\mu'_e = \text{VISCOSIDAD ABSOLUTA} \frac{\text{Slug}}{\text{Pie.s}}$

TENEMOS :

$$R = \frac{D v \rho}{32.2 \mu'_e}$$

COMO $M_e = \frac{1}{47900} M$; $M =$ VISCOSIDAD DINAMICA
ABSOLUTA CENTIPOISE

$$Re = \frac{d v \rho}{(12.32.2 \times \frac{1}{47900}) M}$$

$$Re = 123.9 \frac{d v \rho}{M}$$

SUSTITUYENDO LOS VALORES DE ρ , v , d y M

$$Re = 123.9 \frac{(11.938) (3.4) (59.36)}{0.25}$$

$$Re = 1.19 \times 10^6$$

A-25 CALCULANDO EL FACTOR DE FRICCION

CON EL DIAMETRO NOMINAL = 12"

Y $Re = 1.19 \times 10^6$ OBTENEMOS UN FACTOR DE

FRICCION EQUIVALENTE A $f = 0.0135$

Para conocer el valor de las pérdidas secundarias, usaremos el método de longitud de tubería equivalente este método consiste en catalogar las pérdidas secundarias en forma de la longitud equivalente, es decir la longitud en metros de un trozo de tubería del mismo diámetro que produciría la misma pérdida de carga que el accesorio en cuestión.

A continuación se aplicará la ecuación fundamental de las pérdidas primarias y secundarias empleando la longitud equivalente.

$$hL = f \frac{L + \sum L_s}{D} \frac{V^2}{2g}$$

DONDE: L = Longitud total en tramos rectos de tubería.

ΣL_s = Suma de todas las longitudes equivalentes de los diversos accesorios.

Como la línea de succión sufre cambios de dirección, se consideran siete codos de 90° . Por otra parte, además de la válvula que se localiza, antes de la succión de la bomba, se tiene una válvula de compuerta a la salida del deareador, como se muestra en la figura 3.5

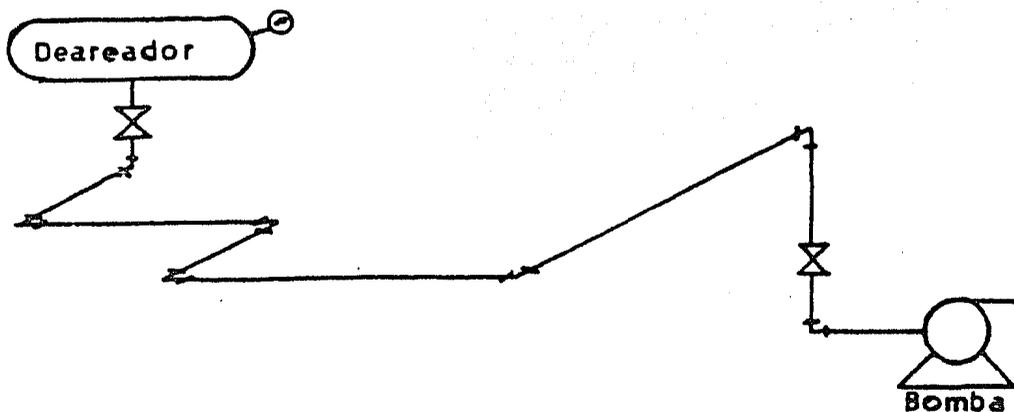


FIG. 3.5. El dibujo isométrico nos muestra la distribución de los diversos accesorios.

DONDE:

$$K = 0.5 * ; \frac{L}{D} = \frac{0.5}{0.0135}$$

$$\frac{L}{D} = 37 \text{ pies}$$

Para codos, Válvulas y Pérdidas de entrada.

$$\frac{L}{D} = 210 + 16 + 37 = 263 \text{ Pies}$$

Si la longitud de tubería desde el dereador hasta la brida de succión de la bomba es de 24.5 m (80 pies), la longitud total equivalente en la tubería de succión es:

$$L_t = 80 + 263 = 343 \text{ Pies}$$

La pérdida de carga debida al flujo a través de codos, válvulas, tubería y pérdidas de entrada es:

$$h_L = \frac{(0.0135) (343) (3.4)^2}{11.938} = 0.1863$$

$$h_L = 0.835 \text{ Pies (0.255 m)}$$

$$\underline{h_L = 0.255 \text{ m de Col. Agua}}$$

La carga de succión es igual a:

$$h_s = S - h_L + P_s$$

* Tomado del libro bombas centrífugas por Igor J. Karassik

DONDE:

$$S = 11.4 \text{ m}$$

$$hL = 0.255 \text{ m}$$

$$P_s = 1.05 \text{ kg/cm}^2 \times 10/S_g$$

$$S_g = 0.94$$

$$P_s = 11.17 \text{ m}$$

$$h_s = 11.4 - 0.255 + 11.17 = 22.3$$

$$\underline{h_s = 22.3 \text{ m}}$$

3.2.2. CARGA DE DESCARGA.

Como se mencionó anteriormente, la carga de - descarga es la altura de elevación medida en la boquilla de descarga. Es la suma algebraica de la carga estática, las pérdidas de salida en el extremo - de la línea de descarga y la carga terminal o presión.

La carga estática de descarga es la diferencia de elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centro de la bomba, que para - nuestro caso es de 15 m.

El valor de la carga terminal es el de la presión que existe en el colector de la caldera, o sea, en el domo de vapor y su valor es de 115 Kg/cm² que expresado en metros es igual a 1223 m.

La carga por fricción en la descarga incluye las pérdidas de energía que se tienen desde la boquilla de descarga y en la tubería de descarga.

Para el cálculo de la carga por fricción, nos auxiliamos de los dibujos isométricos siguientes - que muestran la tubería con los accesorios correspondientes el arreglo corresponde para dos bombas - de alimentación conectadas en paralelo.

Se señala la tubería de descarga para tres - calderas, ya que la otra es de relevo.

El cálculo se realiza para las dos calderas - en operación, al 80% de su capacidad máxima, lo cual reporta un gasto de:

$$Q = 9000 \text{ lt/min.}$$

Este gasto se reparte entre dos bombas por lo que cada bomba maneja un gasto de:

$$Q = 4500 \text{ lt/min. (= 1200 G.P.M.)}$$

La tubería principal del agua de alimentación debe tener las dimensiones siguientes:

DIAMETRO EXTERIOR: 8.625 PULG.

ESPESOR 0.811 PULG.

De acuerdo con el manual Crane, se encontró - que la tubería es de DIAM.NOM = 8 PULG. CEDULA 100

El líquido bombeado es agua a 120°C (250.F).

Se determina a continuación la carga de fricción; empleando el manual Crane.

Como en el caso anterior se anota del lado izquierdo la página del manual de donde se obtienen las fórmulas y datos.

$$3-2 \quad hL = 0.1863 \frac{f-L V^2}{d} \quad \text{PERDIDA DE CARGA.}$$

B-16 Para tubería de diámetro nominal DIAM.NOM.= 12" CEDULA 40.

$$d = 11.938 \text{ PULG.} \quad \text{DIAMETRO INTERIOR } \underline{\hspace{2cm}}$$

$$d^2 = 142.5 \text{ PULG.}^2$$

$$D = 0.9965 \text{ PIE}$$

$$3-2 \quad V = 0.408 \frac{Q}{d^2} \quad \text{VELOCIDAD}$$

$$V = 0.408 \frac{(1188)}{142.5}$$

$$V = 3.4 \text{ ft/seg}$$

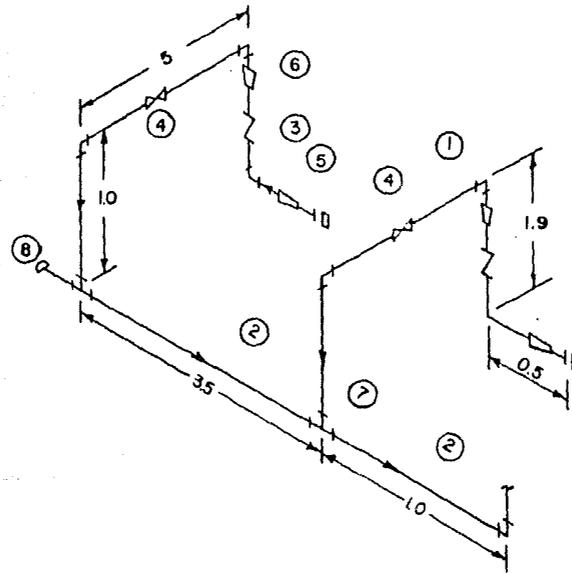
$$A-6 \quad P = 59.36 \text{ lb/ft}^3 \quad \text{PESO ESPECIFICO DE AGUA}$$

$$A-3 \quad M = 0.25 \text{ Centipoise} \quad \text{VISCOSIDAD}$$

$$3-2 \quad Re = 123.9 \frac{dV \rho}{\mu} \quad \text{NUMERO DE REYNOLDS}$$

$$Re = 123.9 \frac{(7.439) (8.84) (59.36)}{0.25} = 1.93 \times 10^6$$

$$A-25 \quad f = 0.0144 \quad \text{FACTOR DE FRICCIÓN}$$



ACOT. EN MTS.

51

LISTA DE MATERIALES				TUBERIA DE DESCARGA A DOMO DE VAPOR	
1	TUBERIA DE ACERO AL CARBON 8" Ø CED 100	6	REDUCCION EXENTRICA 8" X 6"	U. N. A. M. F. E. S. C.	
2	TUBERIA DE ACERO AL CARBON 16" Ø CED 140	7	TE 16" X 16" X 8"		
3	VALVULA DE RETENCION PARA 680Kg 8" Ø	8	TAPON	TESIS PROFESIONAL	
4	VALVULA DE COMPUERTA PARA 680Kg 8" Ø			DIBUJO: DORANTES	DIBUJO No. 3
5	REDUCCION EXENTRICA 6" X 4"				

LA LONGITUD EQUIVALENTE DE ACCESORIOS SE DETERMINA EN SEGUIDA LOS ACCESORIOS SE MUESTRAN EN EL DIBUJO No. 3

$$L/D = 1 \times 135 = 135 \quad 1 \text{ VALVULA DE RETENCION}$$

$$L/D = 1 \times 13 = 13 \quad 1 \text{ VALVULA DE COMPUERTA}$$

$$L/D = 3 \times 30 = 90 \quad 3 \text{ CODOS STD. DE } 90^\circ$$

$$L/D = 21 \quad 1 \text{ REDUCCION } 6" \times 4"$$

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{4}{6} = 0.66 \quad K = 0.3$$

$$L/D = K/f \quad L/D = \frac{0.3}{0.0144} = 21$$

1 REDUCCION 8" x 6"

$$\frac{d_1}{d_2} = \frac{6}{8} = 0.75 \quad ; \quad K = 0.2 \quad *$$

$$L/D = K/f = \frac{0.2}{0.0144} = 14$$

$$L/D = 1 \times 60 = 60 \quad 1 \text{ TEE STD.}$$

LA LONGITUD EQUIVALENTE DE LOS ACCESORIOS ES:

$$L/D = 135 + 13 + 90 + 21 + 14 + 60 = 333$$

$$L = (L/D) = 333 (0.6199) = 206.42$$

SI LA LONGITUD DE LA TUBERIA ES DE 13 m (42.6 PIE).

$$LT = 42.6 + 206.42 = 249$$

* Tomado del libro bombas centrífugas por Igor J. Karassik Pag. 276

LA PERDIDA POR FRICCION SERA IGUAL A:

$$hL = 0.1863 \frac{(0.0144) (249) (8.84)^2}{7.439} = 7.0 \text{ PIE}$$

CABEZAL 16" DIAM. DESCARGA DE BOMBAS HASTA CB-12

$$Q = 9000 \text{ lt/min. (2400 G.P.M.)}$$

DIAM. NOM. 16" CEDULA 140

$$B-17 \quad d = 13.124$$

$$d^2 = 172.24$$

$$D = 1.0937$$

$$V = 0.408 \frac{Q}{d^2} = 0.408 \frac{(2400)}{172.24} = 5.68$$

$$Re = 123.9 \frac{d v \rho}{\mu} = 123.9 \frac{(3.124) (5.68) (59.36)}{0.25}$$

$$Re = 2.1 \times 10^6$$

$$f = 0.013$$

A C C E S O R I O S:

$$L/D = 4 \times 30 = 120 \quad \text{CODOS ETD. DE } 90^\circ$$

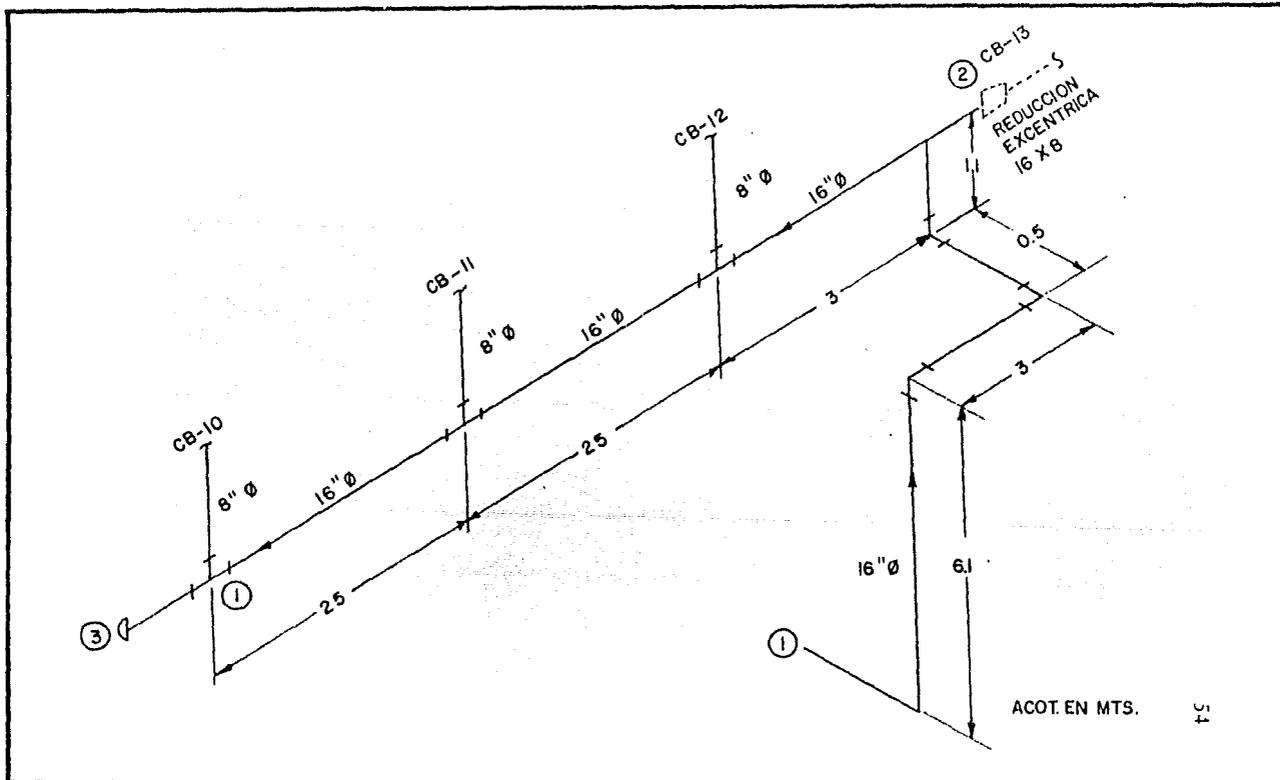
$$L/D = 2 \times 60 = 120 \quad \text{2 TEE}$$

LA LONGITUD EQUIVALENTE DEBIDA A LOS ACCESORIOS ES:

$$L = (L/D) = 240 (1.0937) = 263$$

SI LA LONGITUD DE TUBERIA ES DE 12.7 m (41.6 PIE).

$$LT = 263 + 41.6 = 304.6$$



LISTA DE MATERIALES

1	TE RED 16X16X8		
2	REDUCCION EXCENTRICA 16X8		
3	TAPON		

TUBERIA DE DESCARGA
HASTA CB-10

U.N.A.M. | F.E.S.C.

TESIS PROFESIONAL

DIBUJO: DORANTES

DIBUJO No. 4

LA PERDIDA POR FRICCION ES IGUAL A:

$$hL = 0.1863 \frac{(0.13) (305) (5.68)^2}{13.124} = 1.8 \text{ PIE}$$

DESCARGA A CB-12

$$Q = 3000 \text{ lt/min. (= 800 G. P. M.)}$$

DIAM. NOM. 8" CEDULA 100

$$V = 0.408 \frac{800}{55.34} = 5.89$$

$$Re = 123.9 \frac{(7.439) (5.89) (59.36)}{0.25} = 1.28 \times 10^6$$

$$f = 0.0145$$

ACCESORIOS

$$L/D = 7 \times 30 = 210 \quad 7 \text{ CODOS STD. } 90^\circ$$

$$L/D = 5 \times 13 = 65 \quad 5 \text{ VALVULAS DE COMPUERTA.}$$

$$L/D = 1 \times 135 = 135 \quad 1 \text{ VALVULA DE RETENCION.}$$

$$L/D = \quad \quad = 69 \quad \text{PERDIDA DE SALIDA.}$$

$$K = 1.0$$

$$L/D + K/f = \frac{1.0}{0.0145} = 69$$

$$L/D \text{ acc} = 210 + 65 + 135 + 69 = 479$$

$$L + (L/D) D = 479 (0.6199) = 297$$

SI LA LONGITUD DE LA TUBERIA ES DE 60 m (196 PIE)

$$LT = 297 + 196 = 493$$

$$hL = 0.1863 \frac{(0.0145) (493) (5.89)^2}{7.439} = 6.21 \text{ PIE}$$

RAMAL CB - 12 A C B - 11

Q = 1600 G. P. M.

DIAM. NOM. 16" CEDULA 140

$$V = 0.408 \frac{(1600)}{172.24} = 3.79$$

$$Re = 123.9 \frac{(13.124)(3.79)(59.36)}{0.25} = 1.46 \times 10^6$$

f = 0.013

ACCESORIOS.

$$L/D = 1 \times 60 = 60 \quad 1 \text{ TEE}$$

$$L = (L/D) D = 60 (1.0937) = 65.6$$

SI LA LONGITUD DEL RAMAL ES DE 25 m (82 PIE).

$$LT = 65.6 + 82 = 147.6$$

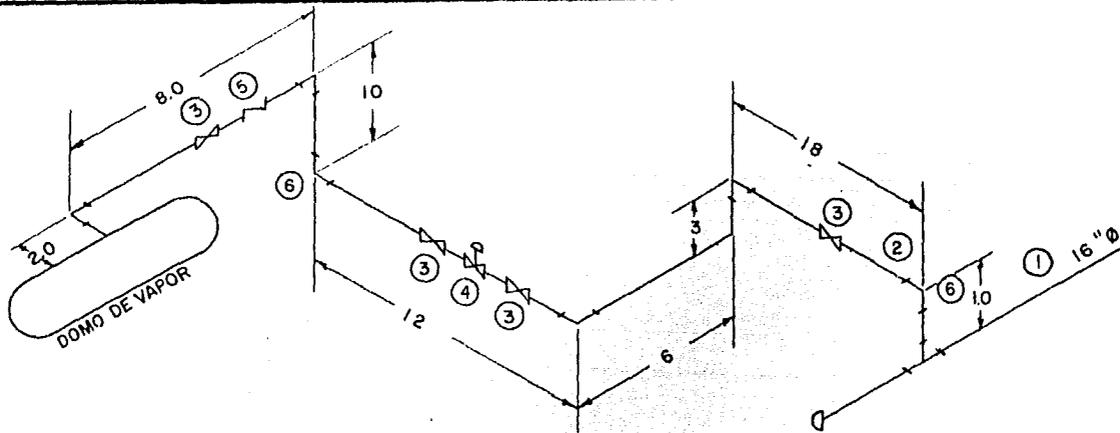
$$h_L = 0.1863 \frac{(0.013)(147.6)(3.79)^2}{13.124} = 0.39$$

DESCARGA A C B - 11

Q = 800 G.P.M.

DIAM. NOM. 8" CEDULA 100

$$h_L = 6.21 \text{ PIE}$$



ACOT. EN MTS.

57

LISTA DE MATERIALES

TUBERIA DE DESCARGA
A DOMO DE VAPOR

1	TUBERIA DE ACERO AL CARBON 16" Ø CED I40	5	VALVULA DE RETENCION PARA 680 Kg DE 8" Ø
2	TUBERIA DE ACERO AL CARBON 8" Ø CED I100	6	CODO DE 90° R.L. DE 8" Ø
3	VALVULA DE COMPUERTA PARA 680 Kg. DE — 8" Ø		
4	VALVULA DE REGULACION		

U. N. A. M. | F. E. S. C.

TESIS PROFESIONAL

DIBUJO: DORANTES | DIBUJO No. 6

La pérdida por fricción del sistema, cuando operan tres calderas al 80% de su capacidad máxima, es igualada a:

DESCARGA BOMBA A CABEZAL	2 x 7.0 =14.0 PIE
DESCARGA BOMBAS HASTA CB-12	1.8 "
DESCARGA A CB - 12	6.21 "
RAMAL CB-12 a CB-11	0.39 "
DESCARGA a CB-11	6.21 "
RAMAL CB-11 a CB-10	0.1 "
DESCARGA A CB-10	6.21 "
PERDIDA POR FRICCION TOTAL	<u>34.92 PIE(10.6m)</u>

Sustituyendo este valor en la fórmula para la carga de descarga, se tiene:

$$hd = D + h + hfd + he + Pd$$

DONDE: D = 15 m

CARGA ESTATICA

$$hfd = 10.6 \text{ m}$$

PERDIDA POR FRICCION

$$he + Pd = 1223 \text{ m}$$

PRESION EXISTENTE EN EL
COLECTOR DE LA CALDERA.

$$hd = 15 + 10.6 + 1223$$

$$hd = 1248.6 \text{ m}$$

$$hd = 1250 \text{ m.}$$

Considerando que las pérdidas por fricción aumentan conforme va envejeciendo la tubería, suponemos un factor del 10% para la carga de descarga, con lo que se tiene:

$$hd = 1250 (1.1) = 1375 \text{ m}$$

$$\underline{hd = 1375 \text{ m}}$$

Por lo tanto, la carga total del sistema es:

$$H = hd - hs = 1375 - 22.3$$

$$\underline{H = 1352.7 \text{ m}}$$

C A P I T U L O 4

4.- SELECCION DE LA BOMBA Y DE LA MAQUINA MOTRIZ.

4.1.- S E L E C C I O N D E L A B O M B A .

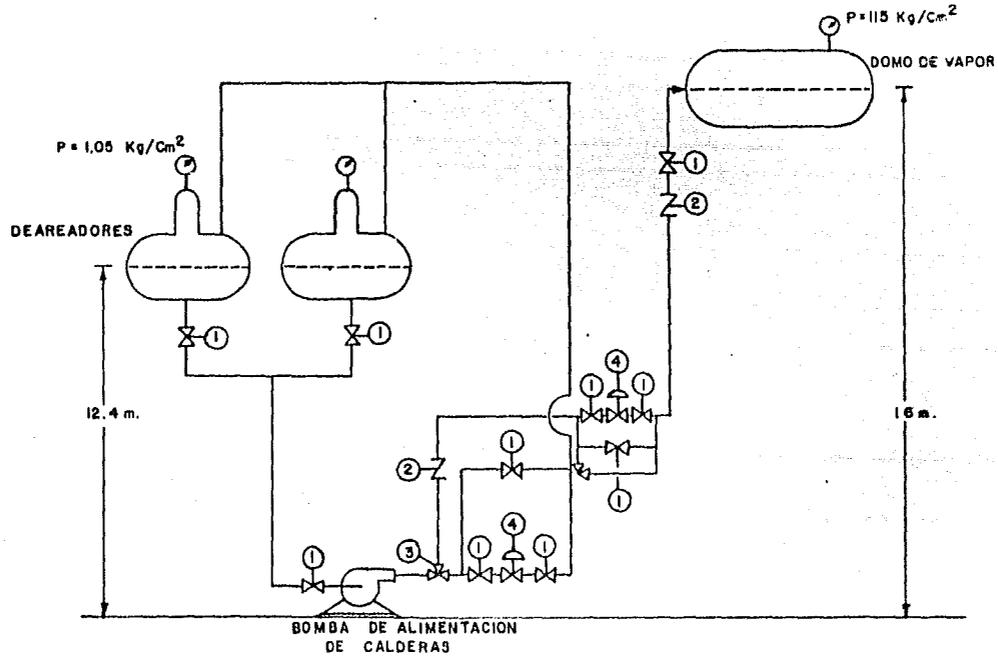
Los pasos a seguir en la selección de la bomba de alimentación de agua a calderas son los siguientes:

- 1) DIBUJO DE LA INSTALACION.
- 2) CAPACIDAD DE LA BOMBA.
- 3) CALCULO DE LA COLUMNA TOTAL.
- 4) ANALISIS DE LAS CONDICIONES DEL LIQUIDO.
- 5) ELEGIR LA CLASE Y TIPO.

4.1.1. DIBUJO DE LA INSTALACION.

El esquema siguiente muestra el equipo, o sea, los deareadores, bomba de alimentación de calderas y las calderas. Se representa la tubería de succión y descarga, accesorios, tales como válvulas, codos, tees, etc.

La bomba de alimentación deberá satisfacer la demanda de las tres calderas, ya que una será de relevo. La bomba succiona de los deareadores (calentadores) en los cuales se encuentra almacenada agua - tratada y que está a una presión equivalente a la - presión de vapor correspondiente a su temperatura - de bombeo.



10

LISTA DE MATERIALES

1	VALVULA DE COMPUERTA		
2	VALVULA DE RETENCION		
3	VALVULA DE TRES VIAS		
4	VALVULA DE REGULACION		

DIBUJO DE LA INSTALACION

U. N. A. M. F. E. S. C.

TESIS PROFESIONAL

DIBUJO DORANTES DIBUJO No. 6

4.1.2. CAPACIDAD DE LA BOMBA.

La determinación de la capacidad de la bomba se realizó en el capítulo anterior.

Se estableció que se emplearían dos bombas de 4500 lt/min. cada una, operando en paralelo, a una temperatura de bombeo de 120°C.

4.1.3. CALCULO DE LA COLUMNA TOTAL.

El valor de la columna total se calculó también en el capítulo anterior y se obtuvieron los siguientes valores:

$$h_s = 22.3 \text{ m} \quad \text{CARGA DE SUCCION.}$$

$$h_s = 1375 \text{ m} \quad \text{CARGA DE DESCARGA'}$$

Por lo que el valor de la carga total es de:

$$H = h_d - h_s = 1375 - 22.3$$

$$H = 1352.7 \text{ m}$$

4.1.4.- ANALISIS DE LAS CONDICIONES DEL LIQUIDO.

Una vez determinadas la capacidad y la carga total de la bomba debemos analizar las características del líquido y sus efectos en la selección de la bomba.

4.1.4.1 T I P O.

En cierta medida, la naturaleza del líquido - bombeado determina el tipo de bomba para el servicio de que se trata. Para servicio de agua, se considera si es salada o dulce.

Las impurezas en el líquido pueden ser un factor importante en la selección de los materiales - adecuados, la naturaleza del líquido afectará no - solo al material de la bomba, sino posiblemente has ta la construcción mecánica mas apropiada para el - servicio, dependiendo si el líquido es un acido, al cali o aceite.

4.1.4.2. T E M P E R A T U R A.

La temperatura del líquido bombeado es un factor muy importante. La temperatura del líquido y la presión de vapor influyen bastante en el CNSP disponible para una operación satisfactoria.

Cuando se presentan altas temperaturas es necesario emplear materiales especiales, estoperos en friados con agua o características mecánicas especiales.

4.1.4.3. G R A V E D A D E S P E C I F I C A.

Los líquidos mas pesados que el agua (gravedad específica mayor que la unidad) requieren mayor potencia para ser movidos de un punto a otro. Consecuentemente los líquidos mas ligeros requieran menor potencia.

Se deben conocer la gravedad específica para determinar el consumo de potencia en las condiciones de diseño y para la selección del tamaño apropiado del impulsor.

Una solicitud por una bomba expresa la descarga requerida o presión neta en kg/cm². que se convierten a metros de líquido manejado.

La gravedad específica del agua al 120°C es igual a 0.94

4.1.4.4. V I S C O S I D A D.

La viscosidad del líquido afecta la potencia, carga y capacidad, así como también la clase de bomba elegida. Si el líquido no fuera agua, la capacidad de la bomba, carga y consumo de fuerza se afectan apreciablemente por lo que son necesarios factores de corrección.

La viscosidad del agua a 120° es igual a

$$\mu = 0.25 \text{ centipoise}$$

4.1.4.5. ANALISIS QUIMICO.

Se debe prestar atención especial al análisis químico del líquido si sus propiedades corrosivas o electrolíticas no son palpables por la descripción del líquido propio. Para el caso de alimentación a calderas, el análisis químico se mencionó en el capítulo 2, en la parte correspondiente a la descripción de calderas.

El valor del PH oscila entre 8.5 a 9.0, lo cual indica su alcalinidad relativa.

El PH del líquido tiene influencia en los materiales de la bomba mientras que los sólidos en suspensión afectan la construcción mecánica.

4.1.5. ELEGIR LA CLASE Y TIPO.

La elección de la bomba debe ser aquella que suministre el costo mínimo por litro bombeado a lo largo de la vida útil de la misma.

Para determinar la clase de bomba a usar, empleamos la tabla que se muestra en el dibujo No. 7* y con los datos:

$Q = 4500 \text{ lt/min.}$ CAPACIDAD

$H = 1350 \text{ m}$ CARGA TOTAL

Vemos que estamos dentro de las bombas centrífugas que recomienda la tabla que pueden ser del tipo voluta, difusor o de flujo axial.

El dibujo No. 8** que se muestra a continuación nos da idea sobre el tipo de succión de la bomba. Se observa que podemos emplear una bomba centrífuga multietápica, ya que se tienen 4500 lt/min. y una carga mayor de 152 m.

* Tomado del libro Bombas Centrífugas Tomo II curso de Turbomaquinaria I.M.P. México.

** Tomado del libro bombas su selección y aplicación T.G. Hicks. Pag. 295.

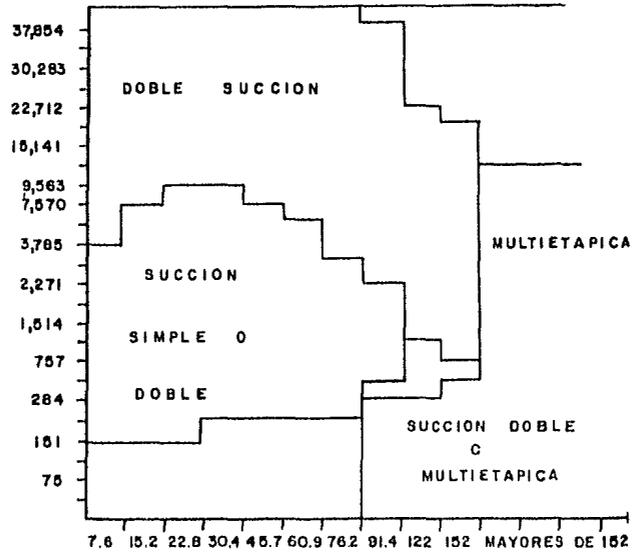
CARACTERISTICAS DE BOMBAS MODERNAS

	CENTRIFUGA		ROTATORIAS	RECIPROCANTE		
	VOLUTA Y DIFUSOR	FLUJO AXIAL	TORNILLO Y ENGRANE	ACCION DIRECTA DIFUSOR	DOBLE ACCION	TRIPLEX
FLUJO DE DESCARGA	UNIFORME			PULSANTE		
ELEVACION DE SUCCION MAX.USUAL(101)	4.5		6.7			
LIQUIDO MANEJADO	LIMPIO, CLARO SUCIO, ABRASIVO		VISCOZO Y NO ABRASIVO	LIMPIO Y CLARO		
RANGO DE PRESION DE DESCARGA	BAJA A ALTA		MEDIA	BAJA A LA MAS ALTA PRODUCIDA		
RANGO DE CAPACIDAD	PEQUEÑO AL MAS GRANDE DISPONIBLE		PEQUEÑO A MEDIO	RELATIVAMENTE PEQUEÑA		
SI AUMENTA LA ALTURA LA CAPACIDAD LA POTENCIA	DECRECE VARIA SEGUN CARGA		NADA AUMENTA	DECRECE	NADA	NADA
SI SE REDUCE LA ALTURA LA CAPACIDAD LA POTENCIA	AUMENTA VARIA SEGUN CARGA		NADA DECRECE	PEQUEÑO AUMENTO	NADA	NADA
				DECRECE		

90

CARACTERISTICAS DE BOMBAS	
U. N. A. M.	F. E. S. C.
TESIS PROFESIONAL	
DIBUJOS DORANTES	DIBUJO No. 7

CAPACIDAD
LTS./MIN.



ALTURAS (M)
RANGOS APROXIMADOS DE ALTURAS Y
CAPACIDAD PARA BOMBAS CENTRIFUGAS

67

RANGOS PARA BOMBAS DE SUCCION SIMPLE Y DOBLE	
U. N. A. M.	F. E. S. C.
TESIS PROFESIONAL	
DIBUJO: DORANTES	DIBUJO No. 8

El tipo de impulsor que se recomienda para bombas de alimentación a calderas es el de admisión sencilla, excepto el impulsor del primer paso, el cual es de doble admisión.

Es necesario tener catálogos de distintas marcas de bombas con sus curvas características, para seleccionar aquella que se acerca a los requerimientos de nuestro caso.

Al interceptar la curva característica de la bomba con la curva de carga del sistema, nos deberá dar un punto cuyas coordenadas Q.H. sean las determinadas anteriormente.

La curva de carga del sistema se obtiene combinando la curva de carga de fricción con la carga estática y cualquier presión diferencial en el sistema de bombeo.

La curva de carga de fricción es una relación entre el flujo y la fricción en la tubería, válvulas y accesorios en la línea de succión y descarga, ya que la carga de fricción es una relación entre el flujo y fricción, varía a como en cuadrado del flujo y usualmente la curva es una parábola.

4.1.5.1. CURVA CARGA DE FRICCIÓN.

Para obtener la curva de carga de fricción de bemos conocer la pérdida por fricción en la descarga del sistema. Este valor se calculó anteriormente para la condición de operación normal.

De igual forma se hace para cuando trabajan - tres calderas al 50% y 30% de su capacidad máxima - los valores se indican en seguida:

CAPACIDAD (%)	GASTO (lt/min.)	hL (m)
80	9000	10.6
50	5300	2.4
30	3200	1.15

Con los puntos anteriores se trazan las curvas de cargas de fricción, estas curvas se muestran a continuación en el dibujo No. 9

4.1.5.2. CURVA CARGA DEL SISTEMA.

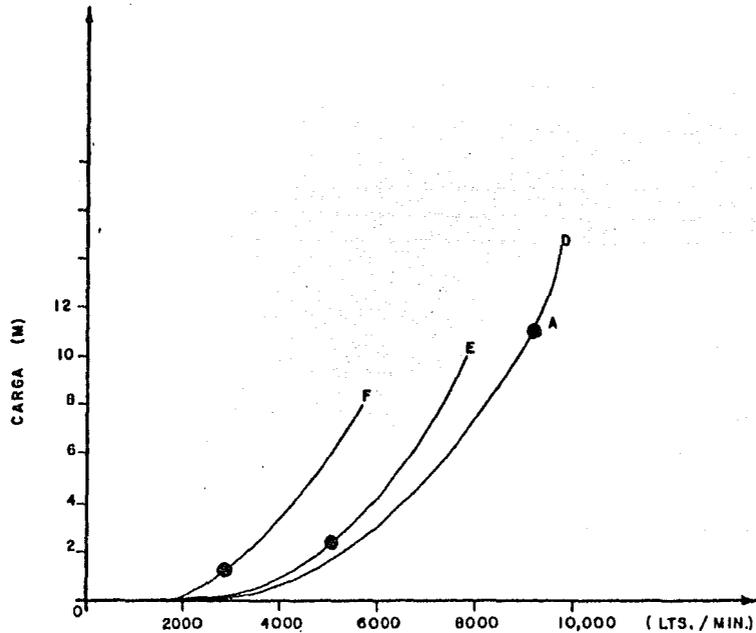
Los sistemas de bombeo son de dos tipos:

- CON REGULACION.
- SIN REGULACION.

En la siguiente gráfica Dibujo No. 10 se muestra la curva carga del sistema de alimentación de calderas. La curva C-B representa la presión de la caldera más la elevación estática.

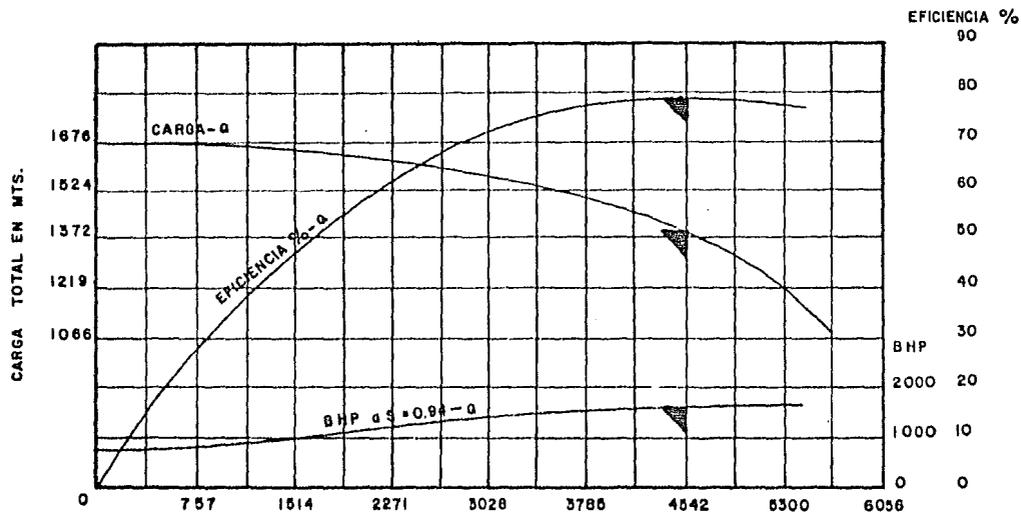
Si la presión de la caldera, expresada en metros es de 1223 y la elevación estática es la diferencia entre el nivel del líquido en la descarga y el correspondiente al del líquido en la succión, tenemos que:

$$\text{ELEVACION ESTATICA} = 15 - 11.4 = 3.6 \text{ m.}$$



70

CURVA DE CARGA FRICCION	
U. N. A. M.	F. E. S. C.
TESIS PROFESIONAL	
DIBUJO: DORANTES	DIBUJO No. 9



BOMBA 4X8X10 1/2 C M 8 D-0
 DIAMETRO IMPULSOR 10 3/4" 3.560 R.P.M.

71

BOMBA DE ALIMENTACION DE CALDERA	
U.N.A.M.	F.E.S.C.
TESIS PROFESIONAL	
DIBUJO: DORANTES	DIBUJO No 10

Por lo tanto, la curva C-B se localiza en la gráfica cuya ordenada tiene el valor:

$$C - B = 1223 + 3.6 = 1226.6 \text{ m}$$

$$C - B = 1226.6 \text{ m}$$

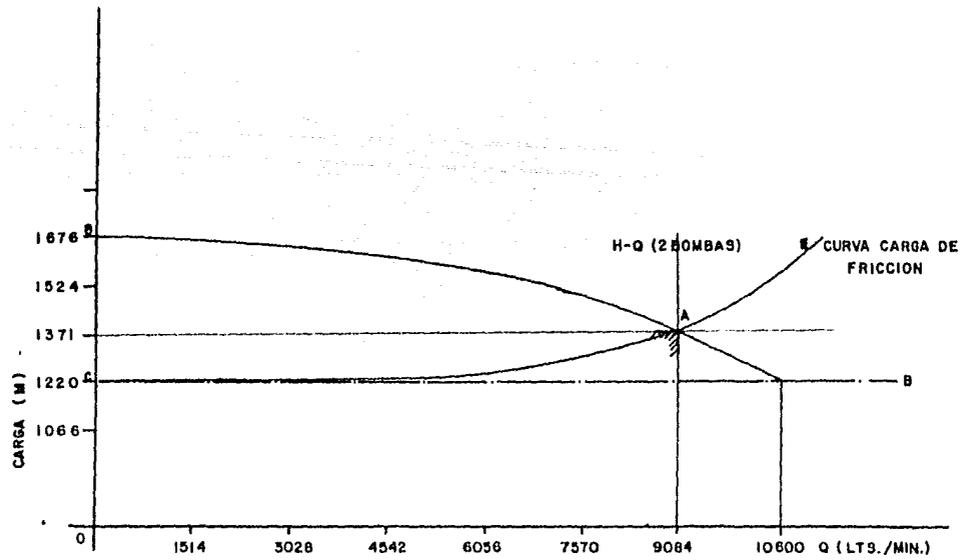
Aunque se verifican pequeños cambios en la presión de la caldera con los cambios de carga, se supone que la presión en la caldera es constante.

Cuando se suministra agua a la caldera, la bomba opera contra una presión que aumenta con el flujo debido a las pérdidas por fricción en las tuberías, accesorios y válvulas de la línea.

Con la válvula reguladora totalmente abierta, la curva de carga del sistema será C-D. El punto en el que esta curva cruza la curva de carga-capacidad de la bomba, punto A, es la carga y capacidad especificada de la bomba.

La curva carga-capacidad es en realidad la curva suma de dos bombas centrífugas operando en paralelo. La curva característica de la bomba que se toma de referencia se muestra más adelante (dibujo-No. 10).

Si la válvula está parcialmente cerrada, la carga por fricción aumenta y la curva carga por fricción sube hasta C-E si se cierra más la válvula, se producen otras curvas carga del sistema. La curva carga del sistema puede variarse abriendo y cerrando la válvula reguladora para producir un conjunto de curvas diferentes.



73

CURVA CARGA DEL SISTEMA	
U. N. A. M	F. E. S. C.
TESIS PROFESIONAL	
DIBUJO: DORANTES	DIBUJO No. II

Sobreponiendo la curva H-Q de la bomba sobre la curva carga del sistema, se obtiene el punto A, o sea, la carga y capacidad a la cual la bomba opera en un sistema de bombeo particular.

Como en el punto A tenemos que:

$$Q = 9000 \text{ lt/min.} = (2400 \text{ G.P.M.})$$

$$H = 1350 \text{ m} = (4430 \text{ PIE}).$$

Cálculo de la potencial de la bomba

$$N = \frac{Q H}{247000} \text{ H.P.}^*$$

DONDE:

$$Q = 1200 \text{ G.P.M.}$$

$$H = 1350 \text{ m (4430 PIES)}$$

$$= 59.36 \text{ lb/PIES}^3$$

$$= 80^{**}$$

$$N = \frac{(1200) (4430) (59.36)}{(247000) (0.8)}$$

* Tomada del Manual Crane Pag. B

** Tomada de la Gráfica del dibujo No. 10 Pag 70

4.2. SELECCION DE LA MAQUINA MOTRIZ.

La mayoría de las bombas centrífugas se mueven con motor pero con frecuencia se usan también turbinas de vapor. Los motores de gasolina, de diesel y de gas se emplean con menos frecuencia y las turbinas hidráulicas para bombas centrífugas aún con menos frecuencia.

Probablemente se han usado toda clase de unidades motrices y fuentes de energía para mover las bombas centrífugas.

La selección de las velocidades giratorias es limitada con cierto tipo de impulsores como los motores de gasolina. La velocidad de la bomba ideal para las condiciones de servicio puede ser mucho más alta o más baja que la del impulsor para unidades de servicio continuo se requiere un multiplicador o un reductor de velocidad.

4.2.1. MOTORES PARA BOMBAS DE ALIMENTACION A CALDERAS

La mayoría de las bombas de alimentación de calderas en plantas de vapor de tamaño pequeño y mediano son movidas por motor eléctrico. La tendencia a alejarse del motor eléctrico como parte motriz en grandes centrales de vapor para adoptar turbinas de vapor se debe a los siguientes:

- 1.- La turbina de vapor independiente aumenta la suficiencia de la planta eliminando la fuerza auxiliar requerida para alimentar la caldera.

- 2.- Aprovechamiento del vapor de escape en los calentadores de agua de alimentación.
- 3.- La eliminación de los motores permite una reducción del voltaje auxiliar de la estación, con disminución en el costo.
- 4.- La velocidad de la parte motriz puede igualarse a la velocidad variable sin acoplamiento hidráulico.

4.2.2.- SELECCION DE LA TURBINA DE VAPOR.

Los principales variables que afectan la selección de una turbina de vapor son las siguientes:

- Potencia y velocidad de la máquina movida.
- Presión y temperatura disponible del vapor.
- Vapor requerido para el proceso (si es suficiente, considerar una turbina de contrapresión).
- Costo de vapor y valor de la eficiencia de la turbina.
- Sistema de control, control de velocidad, control de presión, control de proceso, si es control remoto, puede ser neumático o eléctrico.

Que variación de velocidad o presión puede tolerarse y que tan rápido deberá responder al sistema.

- Características de seguridad tales como disparo por sobre velocidad, disparo por baja-presión de aceite, monitor de vibración u - otro monitor especial de temperatura.

El rango de precios desde un a turbina de simple etapa hasta la más eficiente multietapica es - muy amplio.

Para la selección de la turbina primeramente-se estima el flujo de vapor, teniendo en cuenta que se tiene para el accionamiento de esta turbina va - por de media.

$$\text{Vapor de entrada} = 43.58 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{A } 337^\circ\text{C}$$

$$\text{Vapor de salida} = 3.5 \text{ kg/cm}^2$$

Con las tablas de vapor y el diagrama de Mo--llier, encontramos el valor de la entalpía del va - por de entrada como el de salida para convertir unidades del sistema métrico al sistema ingles utilicemos los siguientes factores:

$$^{\circ}\text{F} = 1.8^{\circ}\text{C} + 32 \quad \text{TEMPERATURA}$$

$$\text{lb/in}^2 = 14.22 \text{ kg/cm}^2 \quad \text{PRESION}$$

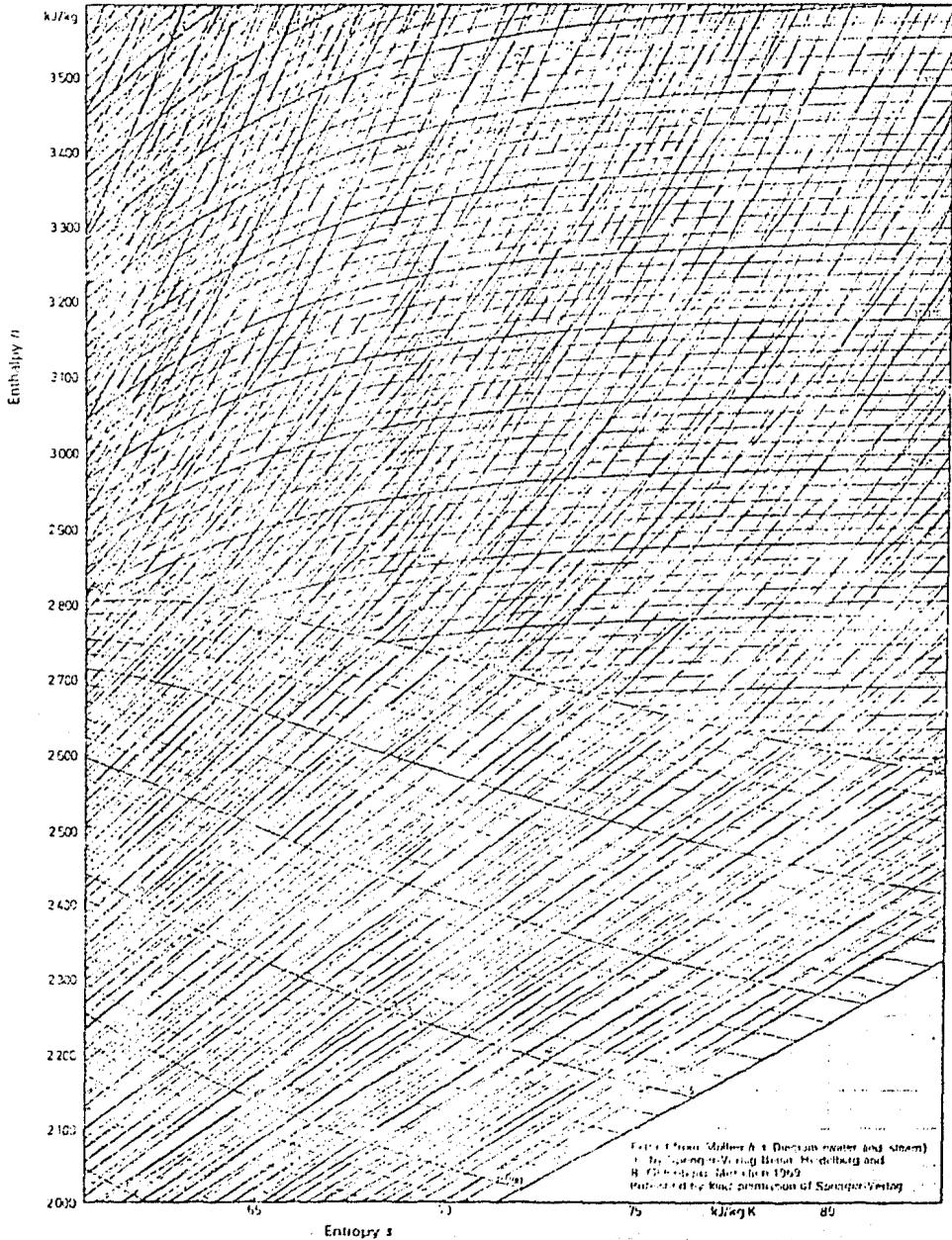
$$\text{btu/lb} = 1.8 \text{ Kcal/kg} \quad \text{ENTALDIA}$$

$$\text{kcal/kg} = 4.186 \text{ Ks/kg}$$

VAPOR DE ENTRADA 620 PSIA A 640°F $h_1=1315 \text{ btu/lb}$

VAPOR DE SALIDA 50 PSIA A 281°F $h_2=1115 \text{ btu/lb}$

Mollier h, s -diagram (water and steam)



POR LO TANTO LA ENTALPIA DISPONIBLE DEL VAPOR ES:

$$Ah = h_1 - h_2 = 1315 - 1115 = 200 \text{ btu/lb}$$

PARA UNA POTENCIA DE 1000 H.P. LA TURBINA REQUERIDA.

$$2544 * \frac{1000}{2000} = 12720 \text{ lb/h}$$

Teniendo en cuenta los datos anteriores y contando con los manuales de varios fabricantes, se comparan y se observa que la mayoría ofrece una eficiencia para turbinas multietapicas de potencia nominal entre el siguiente rango - 60 a 75 % por ejemplo.

DELAVAL - 75% ELECTRA - 70%

ELLIOT - 75% TURBODYNE 70%

4.2.2.1. TURBINAS DE SIMPLE ETAPA.

El rango de velocidades usual de turbinas de simple etapa es de 2500 a 5000 R.P.M. en la mayoría de las aplicaciones la presión de vapor es de 14 - kg/cm² a 42 kg/cm², y cerca de 3.5 kg/cm². la presión de vapor de salida, pudiendo ser presión de condensación o baja contrapresión.

Las presiones mayores de 42 kg/cm² son frecuentes y en aplicaciones de alta presión van desde 63 a 85 kg/cm², también contrapresiones mayores de 21 kg/cm² son requeridas para aplicaciones de proceso.

El funcionamiento de la turbina está sujeta a

* Tomado del Manual Crane Pag. B-9

la caída de entalpia disponible Ah, o el promedio teórico del vapor (consumo específico o de vapor) (TSR) por la relación.

$$TSR = \frac{3413}{Ah} = \frac{1b}{KW-h}$$

Para nuestro caso:

$$TSR = \frac{3413^*}{200} = \frac{1b}{KW-h}$$

$$TSR = 17 \frac{1b}{KW-h}$$

4.2.2.2. FUNCIONAMIENTO DE TURBINAS MULTIETAPICAS.

La eficiencia para algunas turbinas multi-etápicas pueden obtenerse de la siguiente figura:

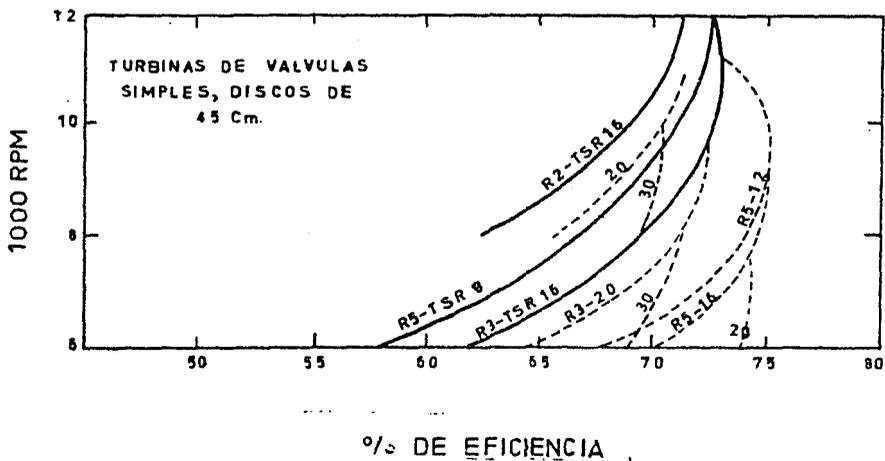
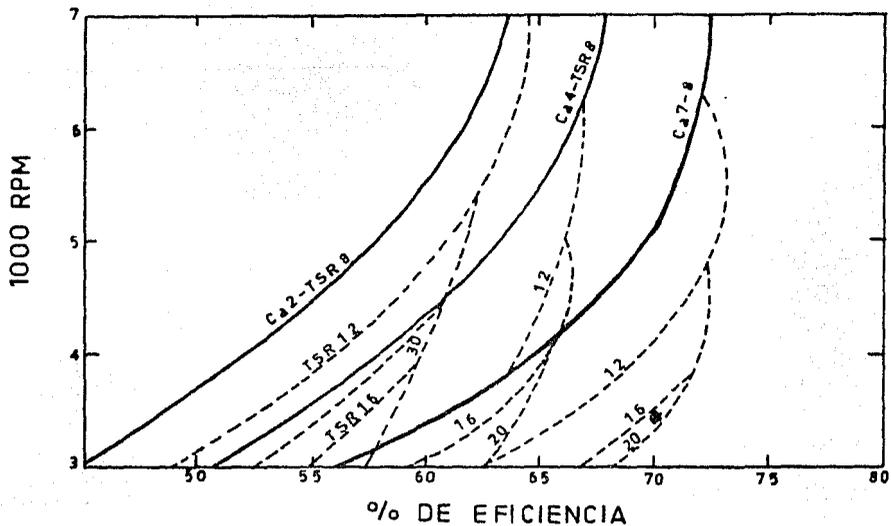
Para mayor precisión del valor de eficiencia-obtenida de la curva, una cantidad de información adicional se requiere como es grado de sobrecalentamiento, pérdida de salida. Pérdida mecánica fricción y pérdida de venteo entre algunos otros.

Se dan curvas para diferentes combinaciones de etapas:

- CURTIS Y 2 RATEAU
- CURTIS Y 4 RATEAU
- CURTIS Y 7 RATEAU

Las curvas corresponden a turbinas con un diámetro de 635 mm de trayectoria descrita por el ál-

$$* 1 \text{ BUT} = \frac{1}{3413} \text{ KW-h}$$



EFICIENCIA DE TURBINAS MULTIETAPICAS

be.

Como las revoluciones por minuto (R.P.M.) de la bomba de alimentación de calderas es de 3600 se elige la turbina C & 7 (1 curtis y 7 rateau) ya que a 3600 R.P.M. y con TSR = 17 tiene una eficiencia de 70%* la cual es mayor que la correspondiente a C & 2 y C & 4 a la misma velocidad de giro.

Los datos de precios son estrictamente para estimación.

Se muestra el rango de potencia para diferentes turbinas.

A continuación se determina la potencia de la turbina:

La turbina se selecciona con un 5% de exceso de potencia sobre el máximo de potencia de la bomba o sea:

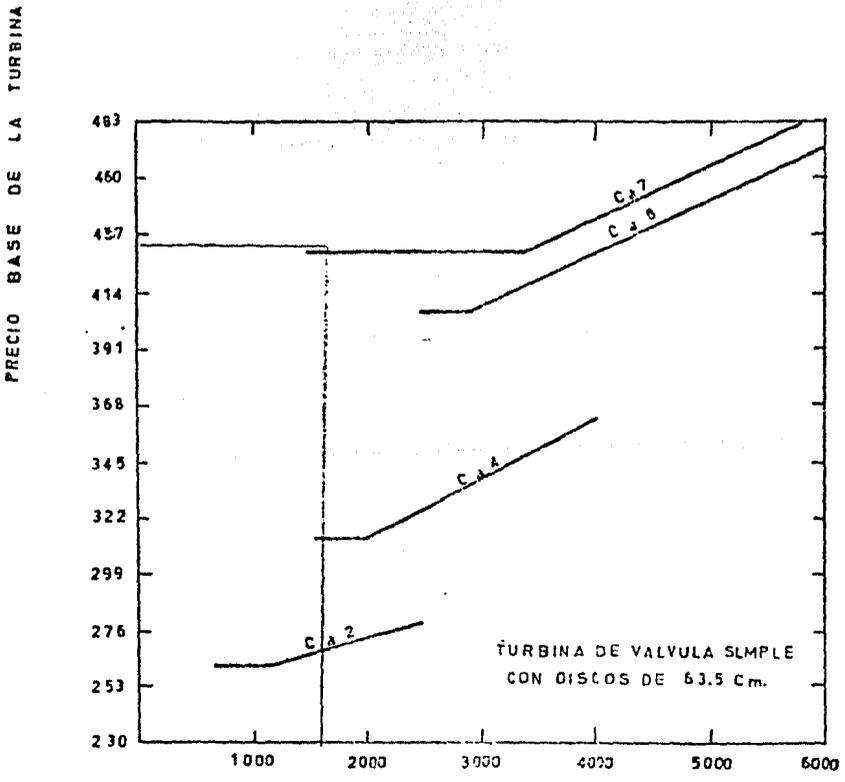
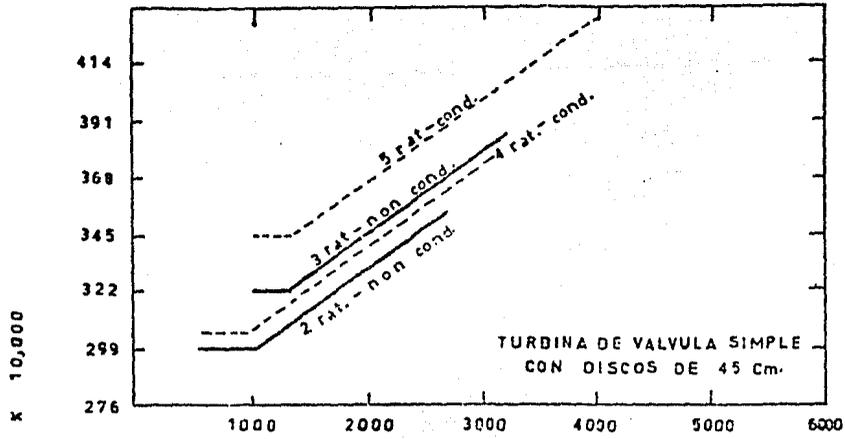
POTENCIA DE LA TURBINA = 1.05 POTENCIA DE LA BOMBA.

POTENCIA DE LA TURBINA = 1.05 (1600) = 1680 H.P.

De la Figura de la Pag. 83 tenemos que para C & 7 el precio base de la turbina es de 4.5×10^6 pesos aproximadamente para 1680 H.P.

Debe notarse que el precio es solamente para la turbina, y que la consola de aceite (tanque de aceite, enfriadores, bombas, filtros) varía de 575,000.00 a 1,150,000.00 cuando el flujo de vapor alcanza 27215 kg/h a 40823 kg/h, las turbinas multietápicas, y además multiválvulas, se recomiendan sobre las turbinas de válvula simple.

* Ver figura Pag. 81



PRECIO CONTRA POTENCIA PARA TURBINAS MULTIETAPICAS

C A P I T U L O 5

5.- ACCESORIOS EN LA TUBERIA Y METODOS DE ENFRIAMIENTO.

En este capítulo se menciona primeramente los accesorios que se utilizan en la tubería de succión y en la tubería de descarga de una bomba centrífuga. También se indica la disposición de la tubería, lo cual nos ayuda para que la bomba opere en forma satisfactoria, lo cual se traduce en mayor eficiencia y menos problemas de operación y mantenimiento.

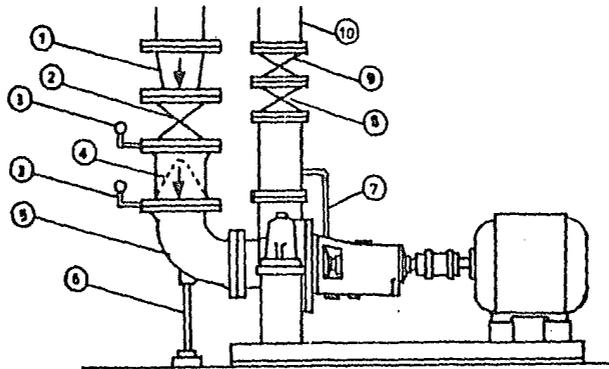
Posteriormente se ilustra el arreglo general de válvulas en la línea de alimentación de agua a calderas.

5.1. ACCESORIOS EN LA TUBERIA.

Las tuberías de bomba se pueden clasificar en tres categorías: Succión, Descarga y Líneas Auxiliares (para agua o líquidos de lubricación, enfriamiento drenaje, etc.)

Nos ocuparemos sólo de la tubería de succión y descarga indicando los accesorios necesarios en dichas tuberías.

El arreglo típico de una bomba centrífuga se muestra en el diagrama siguiente:



35

LISTA DE PARTES

1	REDUCTOR	6	SOPORTE DE TUBERIA
2	VALVULA DE COMPUERTA	7	LINEA DE ENFRIAMIENTO
3	MANOMETRO	8	VALVULA DE RETENCION
4	CEDAZO	9	VALVULA DE COMPUERTA
5	CODO DE RADIO LARGO	10	DESCARGA

ARREGLO TIPICO DE
TUBERIA

U.N.A.M.I.F.E.S.C.

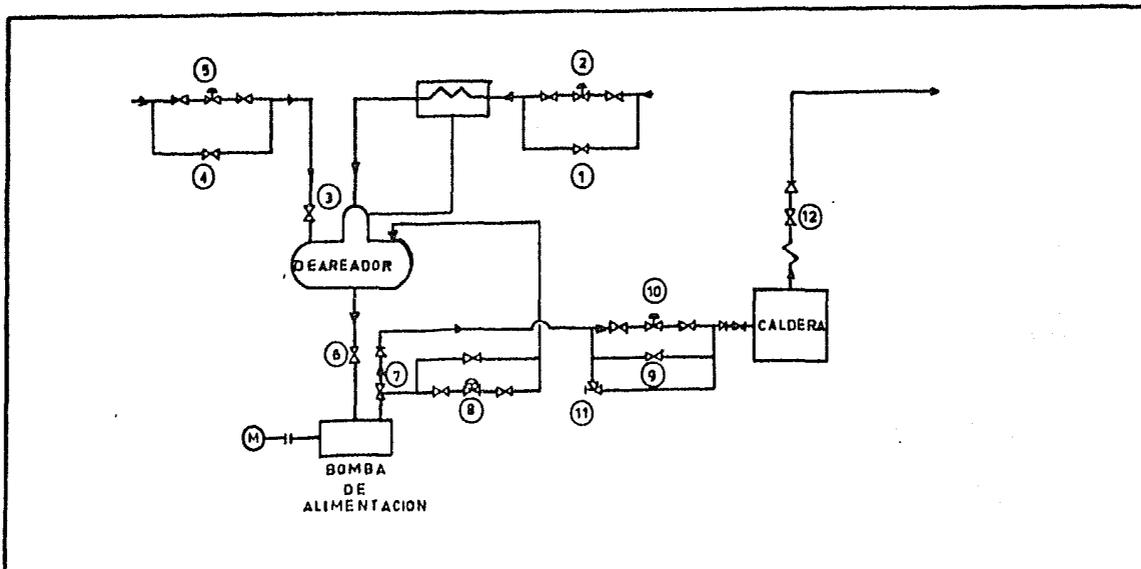
TESIS PROFESIONAL

DIBUJO:
DORANTES

DIBUJO: No 12

DISPOSICION DE LA TUBERIA

- 1.- La tubería debe en todo momento estar soportada independientemente de la bomba. Se deben tener precauciones para prevenir cualquier expansión o contracción de la tubería, debidas a temperaturas de operación para que no ocasione esfuerzos en el cuerpo de la voluta de la bomba.
- 2.- La tubería de succión y descarga debe ser lo más corta posible y directa, cualquier elemento innecesario debe eliminarse al máximo posible, ya que estos hacen aumentar las pérdidas por fricción en la tubería.
- 3.- Regularmente se instala una válvula de compuerta con la descarga y otra en la succión. Esto sirve para aislar la bomba del sistema con el fin de darle mantenimiento.
- 4.- La tubería de succión debe de quedar libre de bolsas de aire donde éste se pueda acumular. Si la bomba está por encima del nivel del líquido, la tubería debe tener una pendiente continua hacia arriba hasta llegar a la bomba.
- 5.- La tubería de succión no debe ser de un diámetro menor que la conexión de entrada de la bomba, y se prefiere una o dos veces más grande. Si se usan reducciones deben ser excéntricas e instalados del lado de la pendiente hacia abajo.



LISTA DE PARTES

LISTA DE PARTES		ARREGLO DE VALVULAS EN LA LINEA DE AGUA DE ALIMENTACION	
1	VALVULA DE DERIVACION	7	VALVULA DE SALIDA A BOMBA
2	VALVULA DE CONTROL	8	VALVULA DE PROTECCION
3	VALVULA DE ENTRADA DE VAPOR	9	VALVULA DE DERIVACION
4	VALVULA DE DERIVACION	10	VALVULA DE CONTROL
5	VALVULA DE CONTROL DE PRESION	11	VALVULA DE DERIVACION
6	VALVULA DE ENTRADA A BOMBA	12	VALVULA PRINCIPAL DE SALIDA DE VAPOR
		U.N.A.M. F.E.S.C.	
		TESIS PROFESIONAL	
		DIBUJO: DORANTES	DIBUJO: No 13

87

7.- Un cedazo temporal se instala en un extremo de la tubería de succión este cedazo debe tener un área de por lo menos tres veces el área de la tubería de succión. Debe colocarse un manómetro en ambos lados del cedazo para poder medir la caída de presión a través del cedazo.

Los accesorios que intervienen en el sistema, o sea, antes y después de la bomba de alimentación hasta llegar a la caldera se observan en el diagrama. El número de codos está en función de los cambios de dirección que sufra la tubería. El arreglo corresponde para una sola bomba de alimentación.

5.2. MÉTODOS DE ENFRIAMIENTO.

Al hablar de métodos de enfriamiento, debemos entenderlos como aquellos que se utilizan para disipar el calor generado en estoperos y sellos mecánicos de bombas centrífugas. Se explica el funcionamiento de ellos y posteriormente sus métodos de enfriamiento.

5.2.1. E S T O P E R O S

Los estoperos tienen como función proteger la bomba contra escurrimientos en el punto en el que la flecha atraviesa la cubierta de la bomba, cuando la presión de esta es superior a la atmosférica; si la bomba maneja una elevación de succión y la presión en el interior del estopero es inferior a la atmosférica, la función del estopero es evitar que entre aire a la bomba. El estopero es un hueco cilíndrico que aloja varios anillos de empaquetadura-

alrededor de la flecha o manguito de la flecha.

Cuando el estopero tiene un sello de líquido se utiliza un anillo perforado conocido como farol o jaula, que separa los anillos del empaque.

Este empaque se comprime para dar el ajuste deseado por medio de un prensaestopas. El fondo del estopero puede formar la misma cubierta, un buje de fondo o un anillo conocido como "Asiento del empaque", y están fabricados de una sola pieza y detenidos por medio de una junta machiembrada que evita que gire.

El farol se usa en bombas que manejan líquidos inflamables o líquidamente activos y peligrosos, ya que evita que el líquido bombeado salga al exterior generalmente viene seccionado en dos mitades para facilitar su instalación algunas veces el farol es utilizado para introducir un lubricante que evitara el desgaste de la manga.

ESTOPEROS ENFRIADOS CON AGUA.

Las altas temperaturas o presiones complican el problema mantener la empaquetadura de los estoperos. Las bombas en servicio difíciles generalmente están provistas con estoperos enchaquetados enfriados con agua. El agua de enfriamiento quita calor al líquido que escurre por el estopero y el calor generado por la fricción en la caja mejorando así las condiciones de servicio de la empaquetadura.

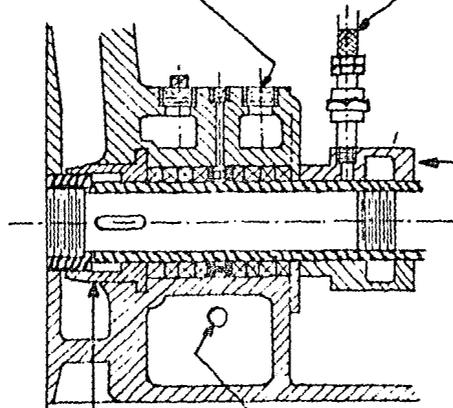
SALIDA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

CONEXION DEL LIQUIDO ENFRIADOR

PRENSAESTOPA CON ENFRIAMIENTO DEL TIPO DE BUJE

ENTRADA DE AGUA DE ENFRIAMIENTO

BUJE DEL ESTOPERO



06

ESTOPEROS ENFRIADOS CON AGUA	
U.N.A.M.	F.E.S.C.
TESIS PROFESIONAL	
DIBUJO: DORANTES	FIG. 5.2.1.

Se dispone de uno de los diseños de estoperos enfriados con agua, este tiene conductos taladrados en el material de la cubierta.

Estos conductos que rodean el estopero están arreglados con conexiones de entrada y salida.

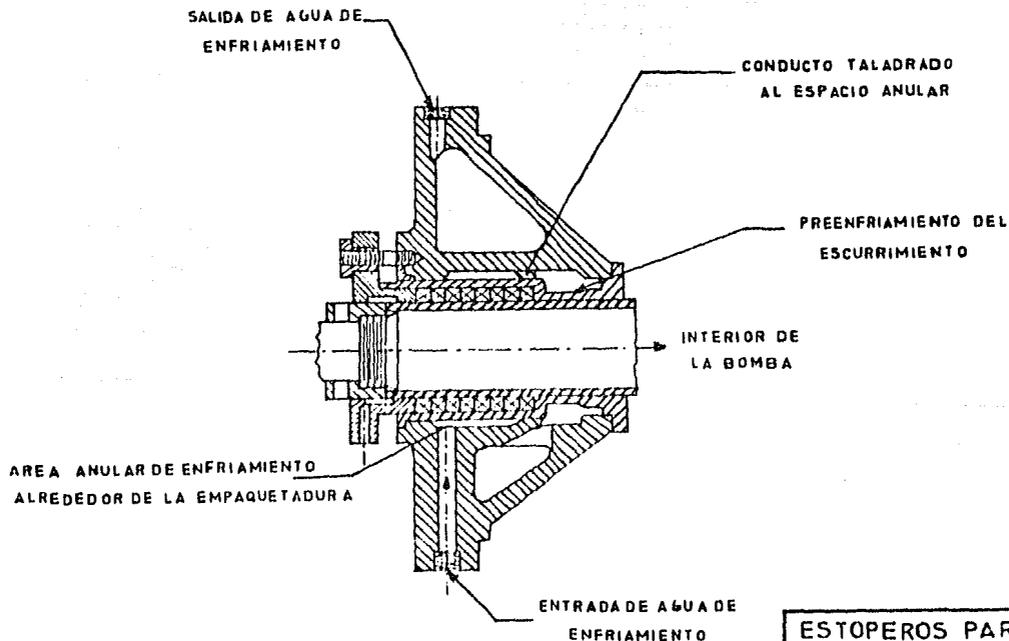
CONDICIONES DE PRESION Y TEMPERATURA.

Debido a un conocimiento más completo de la interacción de las presiones de los estoperos, velocidades de frotación y temperatura de escurrimiento, ha conducido a un diseño mejorado de enfriado con agua.

Las cajas ahora se han construido para temperaturas hasta 200°C y presiones en el estopero hasta de 35 Kg/cm^2 , sin secciones reductoras de presión ni laberintos. Este estopero se ilustra en la figura 5.4.

Para mayor eficiencia de enfriamiento, la diferencia de temperatura entre el líquido enfriador y el escurrimiento por la caja debe mantenerse a un máximo en todos los puntos.

En el diseño anterior el agua de enfriamiento se introduce más cerca del exterior del estopero. - Antes de moverse axialmente hacia el interior de la bomba, el agua de enfriamiento se circula completamente alrededor de esa porción del estopero que rodea la empaquetadura.



92

ESTOPEROS PARA ALTAS TEMP. Y PRES.	
U.N.A.M.	F.E.S.C.
TESIS PROFESIONAL	
DIBUJO: DORANTES	FIG. 5.2.2.

Se provee un conjunto taladrado de esta cámara anular hacia el interior de la bomba.

El agua de enfriamiento circula luego en una cámara anular secundaria que se prolonga dentro de la bomba más allá de la empaquetadura. Esto permite el preenfriamiento del escurrimiento del estopero antes de que llegue a la empaquetadura.

El agua de enfriamiento escapa entonces a través de un segundo conducto taladrado a la salida de la cámara de enfriamiento en este diseño el agua de enfriamiento más fría está adyacente al escurrimiento más frío.

Habiendo recogido algo de calor el agua de enfriamiento fluye al interior de la bomba a una temperatura más alta y enfria un escurrimiento de temperatura también más alta.

Las limitaciones de presión y temperatura del estopero varían ampliamente con el tipo de bomba, - porque generalmente no es económico usar una construcción cara de estopero para aplicaciones poco - frecuentes de alta temperatura o presión. Por tanto, siempre que se exceden las limitaciones del fabricante de un estopero para una bomba dada, la solución es la aplicación de dispositivos reductores de presión antes del estopero.

5.2.2. SELLOS MECANICOS

En el estopero ordinario, el sello entre la flecha móvil o el manguito de la flecha y la porción estacionaria de la caja, se obtiene por medio-

de anillos de empaques forzados entre las dos superficies y sostenidos firmemente en su lugar por medio del prensaestopas.

El escurrimiento alrededor de la flecha se controla únicamente apretando o aflojando las tuercas de los pernos del prensaestopas. Las superficies realmente sellantes consisten de las superficies giratorias axiales de la flecha y la empaquetadura estacionaria. Los intentos para reducir o eliminar cualquier escurrimiento de un estopero convencional aumentan la presión del prensaestopas. La empaquetadura, de naturaleza semiplástica, adopta su forma a la flecha con más precisión y tiende a reducir el escurrimiento.

Después de un cierto punto, el escurrimiento continúa sin importar que tanto se aprieta el prensaestopas. El caballaje de fricción aumenta rápidamente en este punto. El calor generado no se disipa y el estopero deja de funcionar. Por este motivo, cuando se trata de evitar totalmente el escurrimiento por estar manejando un líquido tóxico, o sea tengan presiones demasiado altas, o que el líquido manejado actúe como solvente de los lubricantes normalmente usados para la empaquetadura, no es conveniente tener este tipo de sello. Por ello fue necesario diseñar un sello diferente, el cual se conoce como SELLO MECANICO.

PRINCIPIOS DE SELLOS MECANICOS.

Aunque difieren en varios aspectos físicos, todos los sellos mecánicos son fundamentalmente los mismos en principio. Las superficies obturadoras de

todas clases están localizadas en un plano perpendicular a la flecha y consisten de dos superficies altamente pulidas que se deslizan una sobre otra, estando una conectada a la flecha y la otra a la parte estacionaria de la bomba.

El sello completo se logra en los miembros fijos. Las superficies pulidas o sobrepuestas, que son de diferentes materiales y se mantienen en contacto continuo por un resorte, formando un sello hermético entre los miembros giratorio y estacionario con pérdidas por fricción muy pequeñas.

Cuando el sello es nuevo, el escurrimiento es despreciable y puede considerarse que no existe. Por supuesto, siempre ocurre algún desgaste y se debe esperar un pequeño escurrimiento con el tiempo.

EXISTEN DOS ARREGLOS BASICOS DE SELLOS:

- 1).- El conjunto interior. El elemento giratorio está situado dentro de la caja y está en contacto con el líquido que se está bombeando.

Como se muestra en la figura 5.2.2.1

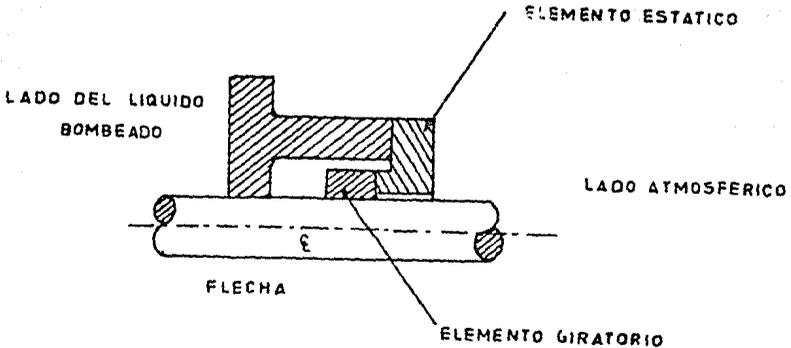


FIG. 5.2.2.1 SELLO DE MONTAJE INTERIOR.

- 2).- El conjunto exterior. El elemento giratorio está fuera de la caja. Como se muestra en la figura 5.2.2.2.

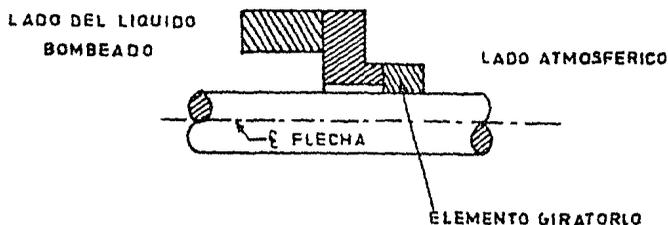


FIG. 5.2.2.2. SELLO DE MONTAJE EXTERIOR

La presión del líquido en la bomba tiende a forzar la cara giratoria contra la estacionaria en el conjunto interior y a separarlas en el conjunto exterior.

Los puntos primarios donde debe el sello efectuarse son:

- 1.- ENTRE EL ELEMENTO ESTACIONARIO Y LA CUBIERTA.
- 2.- ENTRE EL ELEMENTO GIRATORIO Y LA FLECHA.
- 3.- ENTRE LAS SUPERFICIES ACOPLADAS DE LOS ELEMENTOS GIRATORIO Y ESTACIONARIO DEL SELLO.

Para el primer sello se usan juntas convencionales o anillo "O" de hule sintético. El escurrimiento entre el elemento giratorio y la flecha se elimina por medio de anillos "O", fuelles, o alguna forma flexible de cuñas de empuje.

El escurrimiento entre las superficies de acoplamiento no se puede eliminar completamente, pero puede reducirse a un mínimo manteniendo un contacto muy preciso entre estas superficies.

Otros diseños de sellos son el sello mecánico desbalanceado y el balanceado, entendiéndose por - ello que la presión que ejerce el líquido sobre ambas caras debe ser la misma.

ENFRIAMIENTO DEL SELLO.

El enfriamiento de las caras del sello es importante para una vida satisfactoria del sello, y - un sello instalado dentro de una bomba sin flujo de líquido adecuadamente dirigido para su enfriamiento y lavado puede tener una alta frecuencia de fallas.

Para proporcionar enfriamiento y lavado algunas veces todo lo que es necesario es dirigir una - parte del líquido bombeado a las caras del sello. - Cuando el líquido que se bombea no es apropiado - para este fin, o cuando tiene que filtrarse primero, se debe proveer una circulación del exterior. Por - tanto, las líneas normales de bombas arregladas - para los mecánicos se construyen generalmente de tal manera que se pueda proporcionar cualquiera de los - dos de circulación. Como se muestra en la figura 5.

En ambos métodos la circulación se toma de - una presión más alta que la que tenga el estopero. - Esta presión mayor produce circulación positiva y - evita que haya incendio en las caras del sello, a - causa del calor generado por este.

Cuando la bomba maneja el líquido cerca de su punto de ebullición cuando las temperaturas de bombeo llegan a 175°C es conveniente proveer algunos - medios para enfriar la cámara que rodea el sello. -

Un arreglo se ve en la figura 5.

El sello está equipado con un anillo de circulación de agua y una conexión de un intercambiador de calor a la cámara del sello. El anillo circula - dor de agua actúa como una bomba en miniatura, ha - ciendo que el agua fluya por la tubería de salida - situada en la parte alta de la cámara del sello.

El agua pasa por el intercambiador de calor, - del cual regresa directamente a las caras del sello por la entrada del fondo en la placa de cierre. Al circular de regreso el agua por el anillo circula - dor, adquiere calor de la cubierta de la bomba y de la flecha. Debido a que este es un sistema cerrado - de circulación no entra a la cámara del sello nada - del agua caliente bombeada.

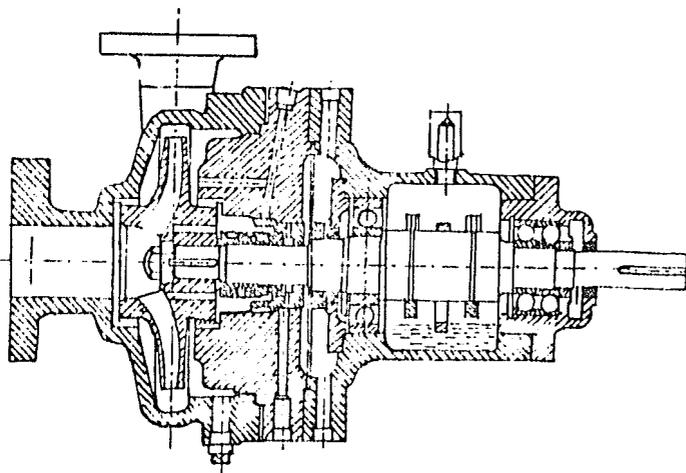


FIG 5.2.2.3. PROVISION DE CIRCULACION DE ENFRIAMIENTO

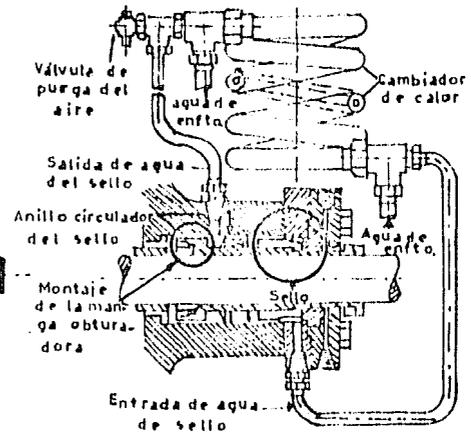


FIG 5.2.2.4. SELLO MECANICO CON ARREGLO PARA ENFRIAMIENTO EXTERNO

06

ENFRIAMIENTO PARA SELLOS MECANICOS	
U.N.A.M.	F.E.S.C.
TESIS PROFESIONAL	
DIBUJO: DURANTES	

C A P I T U L O 6

6.- ESTUDIO ECONOMICO.

En el presente estudio se consideran dos costos fundamentales:

1).- Costo de Inversión en equipo, tuberías y accesorios.

2).- Costo de Instalación.

1) COSTO DE INVERSION EN EQUIPO, TUBERIAS Y ACCESORIOS.

Dentro de este costo se contempla el equipo - en operación y de relevo, tanto de bombas y máquinas motrices, también se considera la tubería de succión para cuatro bombas, tubería de descarga a cuatro calderas y los accesorios correspondientes.

E Q U I P O

4 BOMBAS CENTRIFUGAS HORIZONTALES, MARCA BINGHAM.

PRESION DE DESCARGA	125 kg/cm ² .
PRESION DE SUCCION	0 kg/cm ² .
CAPACIDAD	4542 lt/min.
TEMPERATURA DEL LIQUIDO	121°C
FLUIDO AGUA DEAREADA	
GRAVEDAD ESPECIFICA	0.94

VISCOSIDAD 1 cp
 B.H.P. 1650
 VELOCIDAD 3560 R.P.M.
 M.N. \$8,447,596.00

TURBINAS DE VAPOR MARCA WORTHINGTON.

POTENCIA 1815 ah
 VAPOR DE ACCIONAMIENTO
 P R E S I O N 42 kg/cm².
 T E M P E R A T U R A 337°C
 VAPOR DE ESCAPE
 P R E S I O N 3.4 kg/cm².
 CONSUMO ESPECIFICO DE
 VAPOR 8.2 kg/HP-h
 M.N. \$6,356,476.00

MOTORES ELECTRICOS HORIZONTALES. MARCA HITACHI.

TIPO T.E.F.C.
 VELOCIDAD 3560 R.P.M.
 POTENCIA 1750 H.P.
 VOLTAJE 220/440
 AMPERAJE 0
 FASE 3
 CICLO M.N. \$4,351,382.00

- TUBERIAS Y ACCESORIOS

96 m. Tubería de acero al carbón, sin costura extremos
 biselados para soldar, ASTM-A-53, Gr.6, 12" DIAM.
 Cédula.40.
 M.N. \$ 245,134.08

VALVULAS DE COMPUERTA, 68 Kg., BRIDADA, CUERPO DE ACERO AL CARBON FUNDIDO, ASTM-A-216 Gr. WCB, DE 12" DIAM.

M.N. 277,869.60

28 CODOS DE 90°R.L. DIAM. NOM. 12" CEDULA 40, SOLDABLE DE ACERO AL CARBON ASTM-A-234, Gr. WCB.

M.N. 117163.20.

TUBERIA DE DESCARGA.

DESCARGA BOMBA A CABEZAL.

52 m TUBERIA DE ACERO AL CARBON, SIN COSTURA, EXTREMOS BISELADOS PARA SOLDAR, ASTM-A53, Gr, B 8" DIAM. Cédula 100

M.N. 64,999.28

4 VALVULAS DE RETENCION TIPO COLUMPIO CON CUERPO DE ACERO AL CARBON FUNDIDO ASTM-A-182, Gr. Fg. (13%-(R) PARA 680 Kg DE 8" DIAMETRO

M.N. 302,400.00

4 VALVULA DE COMPUERTA 680 Kg. BRIDADA, CARA REALIZADA, CUERPO DE ACERO AL CARBON FUNDIDO ASTM-A-216 Gr. WCB, DE 8" DIAMETRO

M.N. 651,360.00

2 CODOS DE 90°R.L. SOLDABLES, DE ACERO AL CARBON - ASTM-A 234 G WCB, SIN COSTURA, EXTREMOS BISELADOS DE 8" DIAM.

M.N. 11,347.20

4 TEE SOLDABLE DE ACERO AL CARBON ASTM-A-234 Gr. -
WCB, SIN COSTURA, BISELADOS PARA SOLDAR DE 8" -
DIAM.

M.N. . 6,720.00

DESCARGA BOMBAS HASTA CB-12

25 m TUBERIA DE ACERO AL CARBON, SIN COSTURA, EXTRE-
MOS BISELADOS PARA SOLDAR, ASTM-A-53 Gr G DE -
16" DE DIAM. CEDULA 140.

M.N. 188,229.24.

8 CODOS DE 90°R.L. SOLDABLES DE ACERO AL CARBON-
ASTM-A 234 Gr WCB DE 16" DIAM. CEDULA 100.

M.N. 145,152.00

2 TEE SOLDABLE DE ACERO AL CARBON ASTM-A-234 Gr.
WCB SIN COSTURA, BISELADAS PARA SOLDAR DE 16"
DIAMETRO.

M.N. 12,480.00

DESCARGA A CB-10, 11, 12, 13.

240 m TUBERIA DE ACERO AL CARBON, SIN COSTURA, EXTRE-
MOS BISELADOS PARA SOLDAR ASTM-A-53 Gr B DE 8"
DIAM., CEDULA 100.

M.N. 299,073.00.

VALVULAS DE RETENCION TIPO COLUMPIO, CUERPO DE
ACERO AL CARBON FUNDIDO, ASTM-A 182 Gr FG (13%
Cr) PARA 680 Kg DE 8" DIAM.

M.N. 302,400.00

VALVULA DE COMPUERTA DE 680 Kg BRIDADA, CARA REALZADA, CUERPO DE ACERO AL CARBON FUNDIDO-ASTM-A - 216 Gr WCB DE 8" DIAM.

M.N. 3,256,800.00

CODOS 90°R.L. SOLDABLES DE ACERO AL CARBON - ASTM-A-234 Gr. WPB, SIN COSTURA, EXTREMOS BISELADOS DE 8" DIAM.

M.N. 26,476.00

RAMALES CB-10-11, CB-11-12, CB-12-13.

TUBERIA DE ACERO AL CARBON SIN COSTURA, EXTREMOS BISELADOS PARA SOLDAR ASTM-A-53 Gr B DE 16" DIAM. CEDULA 140.

M.N. 555,795.00

TEE SOLDABLE DE ACERO AL CARBON ASTM-A-234 Gr WPB SIN COSTURA, BISELADOS PARA SOLDAR 16 X 16 X 8.

M.N. 18,720.00.

SUBTOTAL 25,637,373.00

MAS EL 10% DE GASTOS IMPROVISTOS

2,563,737.00

TOTAL DE INVERSION EN EQUIPO

TUBERIAS Y ACCESORIOS M.N. 28,201,110.00

C O N C L U S I O N E S

Para satisfacer la demanda de agua de alimentación a calderas del Complejo Petroquímico Cactus, se tomaron en cuenta tres calderas en operación, - siendo la cuarta de relevo.

La demanda de agua o flujo máximo a las tres calderas es de 10638 lt/min. trabajando al 100% de su capacidad máxima. Sin embargo se consideró la de manda normal de operación, la cual reporta un gasto de 9000 lt/min.

Se explicó que este flujo no se puede cubrir solo con una bomba, ya que por la importancia del - equipo, la necesidad de continuidad de operación, se requiere que dicho flujo se divida entre dos bombas las cuales operan en paralelo y de capacidad igual a la mitad del flujo total.

Para ello se eligieron dos bombas centrífugas de 4500 lt/min. cada una operando como se dijo ante riormente en paralelo y a una temperatura del fluido de 120°C.

Se escogieron como máquina matriz, dos turbinas de vapor por representar menor costo de operación, mayor confiabilidad de continuidad, ya que se tienen problemas de alimentación de energía eléctrica.

Para proteger la continuidad de operación del equipo, y como se mencionó anteriormente, por la im portancia del funcionamiento continuo del equipo se debe contar con equipo de relevo, o sea, otras dos bombas con las mismas características, pero accionadas con motor eléctrico.

B I B L I O G R A F I A

- 1) IGOR J. KARASSIK Y ROY CARTER.- Bombas Centrífugas, Selección, Operación y Mantenimiento. Editorial C.E.C.S.A. 1978.
- 2) TYLER G. HICKS.- Bombas, su Selección y Aplicación, Editorial C.E.C.S.A. 1978.
- 3) CLAUDIO MATAIX.- Mecánica de Fluidos y Máquinas-Hidráulicas. Harper & Row Publishers Inc. 1977.
- 4) RANALD Y GILES.- Mecánica de Fluidos e Hidráulica, Publicaciones S"CHAUM. New York 1970.
- 5) Primer seminario sobre mantenimiento y operación de Bombas Centrífugas. PEMEX, Subdirección de Producción Industrial México, D.F. 1973.
- 6) Operación de Bombas Centrífugas. INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO. SUBDIRECCION DE CAPACITACION.
- 7) Mantenimiento de Bombas Centrífugas tipo Proceso INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO, Subdirección de Capacitación.
- 8) GORDON K. VAN WYLEN Y RICHARD E. SONNTAG. Fundamentos de Termodinámica. Editorial LIMUSA, México 1976.
- 9) Turbinas de Vapor (elementos motrices) I.M.P. Subdirección de Capacitación.
- 10) LUCIEN VIVIER.- Turbinas de Vapor y Gas; Ediciones URMO. Paris 1968.