



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**Facultad De Estudios Superiores
Zaragoza**

TESIS

**"Identificación y Evaluación de los
Principales Problemas en los
Sistemas de Bombeo en Centrales"**

Que para obtener el título de

Ingeniero Químico

P R E S E N T A

Diana Becerril Mejía

DIRECTOR DE TESIS

Everardo Antonio Feria Hernández



FES Zaragoza, Cd. Mx., 2017



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



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.

DEDICATORIAS A:

Dios

Por darme la oportunidad de vivir y por estar conmigo en cada paso que doy, por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante todo el periodo de estudio y vida.

Mis padres Sofía y Juan

Por darme la vida, quererme mucho, creer en mí, por demostrarme que, aunque los momentos se vean negros, siempre hay un rayito de luz, el cual hace que esa obscuridad se vaya, por el apoyo y hasta por los regaños y castigos porque gracias a ellos me hicieron fuerte y con ellos entendí que si quieres algo tienes que luchar por ello. Gracias por darme una carrera para mi futuro, por hacerme una mujer de bien

Mis abuelos Julia (QEPD) y Antonio (QEPD)

Por darme tanto cariño, por sus consejos y grandes enseñanzas, por aguantar tantas travesuras, por cuidarme y demostrarme que la felicidad no es el dinero, ni un carro o una casa, o ropa de marca, que lo valioso está en los momentos que quedar tatuados en el corazón, que el tesoro más valioso son las sonrisas grabadas en nuestra mente y corazón, así como os recuerdos que nadie ni nada no pueden quitar. Porque, aunque ya no están conmigo físicamente sé que su presencia siempre estará conmigo guiándome.

Mi hermana Mónica

Por todos los momentos en los que me ayudaste, y hasta por todas esas travesuras que hiciste a mi lado.

Mi tía Yolanda

Por ser una segunda madre para mí, por compartir tus experiencias y conocimientos conmigo, por las alegrías y lágrimas que más dejado pasar a tu lado, por confiar en mí, por hacerme parte de tu vida, por el apoyo, gracias

Mis primos
Rebeca Abigail, Luis Arturo

Porque más que ser mis primos son mis hermanos, por todos aquellos consejos que me dieron, por las sonrisas que me sacaron, por ser mis cómplices junto a mi hermana en muchas travesuras, por las aventuras, gracias Abigail por darnos el más hermoso regalo que es mi hermoso sobrino Ithan al que amo inmensamente

A la persona que amo con todo mi ser

Te doy gracias por esos hermosos momentos que he pasado a tu lado, por todas las experiencias, por el apoyo, por los consejos, porque, así como me felicitas me haces ver todos mis errores que tengo, por hacer que sea mejor persona, las alegrías, sonrisas, lágrimas, todo lo que hemos pasado son recuerdos hermosos que nadie podrá borrar, y todos los que nos faltan.

Mis profesores
Everardo Antonio Feria Hernández, M. en I. Crescenciano Echavarrieta
Albiter

Gracias por compartir conmigo sus experiencias, sus conocimientos, por abrirme la puerta de una gran amistad, por ser ejemplos para mí de perseverancia, por creer en mí, apoyarme y darme ánimos.

Mis amigos

Gracias por las alegrías y buenos momentos que hemos pasado, le agradezco de verdad su amistad: Heidi, Sandra, Noé, Teresa, Martha, Gabriela, Monserrate, Eduardo, Alan, Iván, y a todas aquellas personas que marcaron mi vida gracias

Esta historia apenas empieza, el camino está lleno de nuevos retos y aventuras que esperan por ser descubiertas, las puertas hacia nuevos conocimientos están hoy esperando que las abra y yo con ansias de abrirlas, de conocer y de aprender muchísimo más.

AGRADECIMIENTOS

Universidad Nacional Autónoma de México y Facultad de Estudios Superiores Zaragoza

Porque pertenecer a ellas es un orgullo y una gran responsabilidad para llevar en alto sus nombres, la cual con gusto lo hare

Everardo Antonio Feria Hernández, M. en I. Crescenciano Echavarieta Albiter

Por todo el apoyo para que este proyecto saliera adelante

Profesores de la Facultad de Estudios Superiores Zaragoza

Por todos los conocimientos que me brindaron durante mi estancia en la institución.

Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía

Gracias por los conocimientos que me permitieron adquirir y por permitirme conocer mucho más.

Jaime Ravelo Torres

Gracias por creer y por toda la confianza depositada en mí, por tu apoyo muchas gracias de verdad

Andrés Bravo Salas, Huvert Fernando Rojas Reyes, Javier Severino Sánchez Figueroa

Gracias por sus experiencias que compartieron conmigo, así como sus conocimientos que me brindaron

A todas las personas que me apoyaron en momentos malos, tristes, por sus consejos, conocimientos, palabras de aliento, por confiar y creer siempre en mí, lo único que les puedo decir es Gracias infinitas

Contenido

Planteamiento Del Problema.....	X
Objetivo General Y Particulares.....	XI
Introduccion.....	1
1. Conceptos Básicos.....	3
1.1. Clasificación De La Bomba.....	4
1.1.1. Clasificación Por La Dirección Del Flujo.....	4
1.1.2. Clasificación Por Tipo De Material De La Bomba.....	5
1.1.3. Clasificación Por Tipo De Succión.....	6
1.1.4. Clasificación General.....	6
1.2. Características Generales De Las Bombas.....	8
1.3. Bombas Reciprocantes.....	9
1.3.1. Tipo De Bombas Reciprocantes.....	9
1.3.2. Características De Las Bombas Reciprocantes.....	11
1.4. Bombas Rotatorias.....	12
1.4.1. Tipos De Bombas Rotatorias.....	12
1.4.2. Características De Las Bombas.....	14
1.5. Bombas Centrifugas.....	15
1.5.1. Impulsor.....	16
1.5.2. Velocidad Específica.....	17
1.5.3. Velocidades Variables.....	19
1.5.4. Consideraciones Generales.....	20
1.5.5. Tipos De Bombas Centrifugas.....	20
1.6. Sistema Hidráulico De La Bomba.....	23
1.6.1. Relación Entre Presión Y Cabeza.....	23
1.6.2. Presión.....	24
1.6.3. Carga Total Dinámica.....	25
1.6.4. Curva Característica De Una Bomba Centrifuga.....	25
1.6.5. Punto De Operación De Una Bomba.....	26
1.6.6. Eficiencia.....	26
1.6.7. Cavitación De Una Bomba.....	27
1.6.8. Curva Compuesta Del Rendimiento De Una Bomba.....	29
1.6.9. El Mejor Punto De Eficiencia “Bep” (Best Point Efficiency).....	30
1.6.10. Comportamiento Fuera Del Punto Óptimo De Operación De Una Bomba. 30	
1.6.11. Leyes De Afinidad.....	31

1.6.12.	Bombas En Serie.....	32
1.6.13.	Bombas En Paralelo.....	34
1.7.	Flujo De Fluidos.....	36
1.7.1.	Presión Enun Sistema Estático.....	36
1.7.2.	Presión Enun Sistema Dinámico.....	36
1.7.3.	Pérdidas Por Fricción.....	37
1.7.4.	Carga De Velocidad.....	38
1.7.5.	Altura De Elevación Total.....	38
1.8.	Sistema De Bombeo.....	39
1.8.1.	Problemas Que Se Presentan En El Diseño Y La Operación.....	39
1.8.2.	Curvas Caracteristicas Para Los Sistemas De Bombeo.....	39
1.8.3.	Curva De Fricción Del Sistema.....	41
1.8.4.	Curva De La Columna Del Sistema.....	41
1.9.	Uso De Las Bombas En Centrales Termoelectricas.....	42
1.9.1.	Bombas De Agua De Circulación.....	42
1.9.2.	Bombas De Alimentación.....	44
1.9.3.	Bombas De Condensado.....	47
2.	Importacia De Mejorar La Eficiencia Energética En Sistemas De Bombeo.....	49
2.1.	Plantas Termoeléctricas.....	50
2.2.	Industria Papelera.....	52
2.3.	Industria Textil.....	55
2.4.	Industria Del Hule.....	59
2.5.	Bombeo En La Industria Alimenticia.....	61
2.6.	Sistema De Bombeo Para La Distribución De Agua Potable.....	62
2.7.	Industria Química.....	64
2.8.	Industria Petrolera.....	65
3.	Consecuencias Energéticas En Los Sistemas De Bombeo.....	74
3.1.	Conceptos Básicos.....	76
3.2.	Objetivos De La Eficiencia Energética.....	78
3.2.1.	Indice Energético.....	78
3.3.	Oportunidades De Ahorro Energético.....	79
	81
3.4.	Obstáculos Para La Eficiencia Energética.....	82
3.5.	Potencial De Ahorro Energético.....	83
3.5.1.	Dimensionamiento De Los Equipos.....	83

3.5.2.	Cambio Del Punto De Operación De Las Bombas De Agua.	83
3.6.	Problemas Generales.....	84
3.7.	Problemas Específicos De Las Bombas.....	85
3.7.1.	Condiciones En La Succión.	88
3.7.2.	Condiciones Inadecuadas En La Succión.	89
3.7.3.	Rendimiento Con Agua.	93
3.7.4.	Rendimiento Con Hidrocarburos.	93
3.7.5.	Rendimiento Y Cavitación.	94
3.8.	Funcionamiento De Una Bomba Con Flujos Grandes.	96
3.9.	Funcionamiento De Una Bomba Con Flujos Pequeños.....	98
3.10.	Efectos De Utilizar Una Bomba De Tamaño Muy Grande.....	99
3.11.	Uso De Una Bomba En Vez De Dos.....	100
3.12.	Problemas De Una Bomba Centrifuga Cuando Se Encuentra En Serie O Paralelo.101	
3.13.	Bombas De Pozo Profundo.	101
3.14.	Pruebas A Realizar A Las Bombas.....	102
4.	Problemáticas Energéticas Que Presentan Los Sistemas De Bombeo En Plantas De Fuerza.....	105
4.1.	Análisis Energetico.....	107
4.2.	Caso 1.0 Sistema De Bombeo De Condensado.....	109
4.3.	Caso 1.1 Sistema De Bombeo De Alimentación De Calderas	113
4.4.	Caso 2.0 Sistema De Bombeo De Circulación	117
4.5.	Caso 2.1 Sistema De Bombeo De Alimentación De Calderas	122
4.6.	Caso 2.2 Sistema De Bombeo De Condesado.....	127
4.7.	Caso 3.0 Sistema De Bombeo De Condesado.....	130
4.8.	Caso 3.1 Sistem De Bombeo De Agua De Alimentación A Caldera	133
5.	Consecuencias Energéticaslos Sistemas De Bombeo	137
5.1.	Factores Que Afectan En Consumo De Energía En Los Sistemas De Bombeo	137
5.2.	Consumo De Energía De La Caldera	142
6.	Medidas Generalizadas Para La Mejora De La Eficiencia Energética En Los Sistemas De Bombeo	144
6.1.	Inspecciones	146
6.1.1.	Observación Diaria.....	146
6.1.2.	Inspección Semestral.....	146
6.1.3.	Inspección Anual.....	147
6.2.	Investigación	148

6.2.1.	Contexto Nacional Y Del Sector Energético	148
6.2.2.	Contexto Nacional En El Sector Agua	149
6.2.3.	Situación Particular En La Planta De Fuerza En Cuestión	149
6.3.	Recolección De Datos	150
6.4.	Datos Nominales Del Motor	152
6.4.1.	Datos De Placa Nominales	152
6.4.2.	Datos Nominales De La Bomba	153
6.5.	Mediciones De Campo	154
6.5.1.	Medición De Para Metros Eléctricos.....	155
6.5.2.	Prácticas	156
6.5.3.	Medición De La Tensión Eléctrica (Voltaje).....	157
6.5.4.	Medición De La Corriente Eléctrica	158
6.5.5.	Medición Del Factor De Potencia Y Cálculo De La Potencia Electrica	159
6.5.6.	Potencia Real O Activa	159
6.5.7.	Medición De Parámetros Hidráulicos	161
6.5.8.	Medición Del Caudal A La Descarga De La Bomba	162
6.5.9.	Medición De Las Cargas De Presión De Succión Y Descarga	163
6.6.	Definición Del Nivel De Referencia.....	164
6.6.1.	Medición Del Nivel Dinámico De Succión.....	164
6.6.2.	Medición Del Nivel Dinámico De Succión.....	165
6.6.3.	Medición De Niveles A Centros De Manómetros.....	165
6.7.	Determinación De La Carga Hidráulica De Bombeo.....	165
6.8.	Formato De Registro De Datos En Campo.....	166
6.9.	Acciones Correctivas	170
6.9.1.	Desarmado Completo De Una Bomba Centrífuga.....	170
6.9.2.	Mantenimiento De Algunas Partes De La Bomba.....	171
6.10.	Remontaje De Las Bombas	188
6.11.	Registro De La Inspección Y De Las Reparaciones.....	189
7.	Impacto Económico Debido Al Bajo Desempeño Energético En Los Sistemas De Bombeo En Las Plantas De Fuerza	190
7.1.	Costos De La Energía En Los Sistemas De Bombeo	191
7.1.1.	Factor De Carga	191
7.1.2.	Cálculo Delos Costosde Electricidad.....	193
7.2.	Placa De Identificaciónde Datos.....	193
7.2.1.	Método De Medición Directa	194

7.2.2.	Supuestos	195
7.2.3.	Caso I: Uso De Un Vátmetro	195
7.2.4.	Caso Ii: Uso De Voltímetro Y Amperímetro Por Separado	196
7.2.5.	Utilizando Las Curvas De Rendimiento De La Bomba	196
7.2.6.	Rendimientode La Bombapara Determinar Los Costos anuales De Electricidad	199
7.3.	Energía Y Demanda Cargos A Entender La Factura De Electricidad	200
7.4.	Consideracionesde Mantenimiento	200
7.5.	Analizarlos Costosde Ciclo De Vidaantes De Tomar Unadecisión	201
7.6.	Formas De Ahorro Mediante La Eficiencia Del Sistema De Bombeo.....	203
7.6.1.	Los Costos Iniciales	206
7.6.2.	Los Costos De Instalación.....	206
7.6.3.	Los Costos Energéticos /Operación	206
7.6.4.	Mantenimiento Y Reparación Costos	207
7.7.	Medición Del Impacto Económico Mediante La Eficiencia Del Sistema De Bombeo	208
7.8.	Casos Del Costo Que Representan Los Sistemas De Bombeo.....	209
7.8.1.	Costo De La Energia	209
7.8.2.	Requisitos Para Una Bomba De Capacidad Variable	211
7.8.3.	Flujo Nominal Contra Normal En Válvulas Y Tuberías	212
7.8.4.	Costo Del Motor Electrico Y Tamaño	213
7.8.5.	El Consumo De Potencia	216
	Resultados	218
	Conclusiones.....	221
	Bibliografía.....	224

Planteamiento del Problema

Debido al considerable aumento del consumo de energía que existe en México, la eficiencia de las centrales generadoras de energía se ha visto afectada debido al descuido de los equipos que se encuentran en ellas, entre algunos de los equipos más afectados se encuentra el sistema de bombeo. Algunas de las problemáticas que se identifican en estos sistemas se encuentran la disminución en la producción, el aumento en el consumo de los insumos, el mal funcionamiento de equipos como la turbina, caldera condensadores, etc., así como una operación alejada de su punto óptimo.

Las consecuencias que se presentan en estos sistemas por una operación ineficiente pueden ser, el consumo innecesario de insumos y el aumento en los costos de operación en plantas de tratamiento de agua de condensados, agentes químicos en las torres de enfriamiento.

Todo esto requiere un análisis que incluya los aspectos básicos y de carácter general, además de definir la relación de los equipos con el sistema de bombeo, así también, el estudio individual de las bombas, la evaluación de los problemas que se presentan en los sistemas de bombeo por factores internos o externos, para poder determinar las diferentes posibilidades que pueden ir desde medidas operativas, de mantenimiento o bien de inversión, para dar una solución a las problemáticas, de tal forma que puedan derivar en un mejor funcionamiento y con un menor uso de recursos.

Objetivos

General

- Identificarán los principales puntos en los cuales los sistemas de bombeo principalmente de una planta generadora de electricidad, fallan al grado de perder la eficiencia requerida, las consecuencias al no estar trabajando correctamente, así como demostrar por medio de un análisis energético conformado de varios casos, la identificación de los puntos críticos, tomándolos en cuenta para la mejora y la eficiencia del proceso, así mismo, se valorará el impacto económico, social y ambiental.

Particulares

- Investigación de la situación actual de los sistemas de bombeo en las plantas de fuerza en México.
- Analizar los sistemas de bombeo que se utilizan en las plantas de fuerza.
- Evaluar los sistemas de bombeo en plantas de fuerza.
- Identificar los principales problemas y sus causas en el sistema de bombeo.
- Estimar la proporción en el consumo innecesario de energía en los sistemas de bombeo.
- Estimar la proporción en el consumo innecesario de combustibles en los sistemas de bombeo de una planta de fuerza.
- Elaborar una propuesta de medidas de ahorro de energía en los sistemas de bombeo.

INTRODUCCION

El ser humano es consumidor por naturaleza, ya sea por sobrevivencia o por placer, en la vida cotidiana consumimos energía para poder realizar la mayor parte de nuestras actividades, como la son: el traslado, maquinaria para el trabajo, actividades domésticas, empresariales e industriales. Como consumidor de energía eléctrica el ser vivo es más consciente de la importancia de su comportamiento y hábitos para lograr avances en la eficiencia energética, pero así mismo es el último eslabón de una larga cadena que se inicia en el punto de generación de la energía.

Los combustibles fósiles son principalmente la materia prima para la subsistencia y creación de las plantas de fuerza, lamentablemente con el avance de la humanidad, cambios ambientales, descuido y sobre aprovechamiento humano de los recursos naturales, estos combustibles tienden a agotarse, es más difícil su extracción y crean una preocupación global. Sin embargo, así como todo ha evolucionado, así mismo la tecnología, grandes avances científicos y de ingeniería, se han descubierto nuevas reservas de estos recursos, se han creado nuevas formas para la generación de energía como lo son: las granjas de energía eólica, la generación de energía por medio de residuos, la generación de energía por medio de las mareas, entre algunas otras, su administración y mantenimiento, así mismo se han venido modificando el uso de los recursos para ser más eficientes, aunque no se puede evitar que este tipo de recursos algún día se agoten.

El generar energía a través de estos recursos genera un impacto ambiental, social y económico. Este impacto es causado en gran parte por la baja eficiencia con la que trabajan todos los sistemas que conforman las plantas de fuerza, por esta razón, es de suma importancia disminuir este impacto mediante una mejora en la eficiencia en los sistemas de las plantas de fuerza.

Las plantas de fuerza son instalaciones dónde hay un conjunto de máquinas motrices y aparatos que se utilizan para generar energía eléctrica. De acuerdo con el tipo de materia prima que se utiliza se le da un nombre específico a la planta de fuerza. Dentro de las más comunes se encuentran las termoeléctricas, una de las más usadas, debido a que están diseñadas para quemar indistintamente combustibles fósiles (carbón o gas, carbón o fuel-oil, entre otros), las de ciclo combinado, hidroeléctricas, carboeléctricas, eólicas, nucleares, por mencionar algunas.

El proceso de generación termoeléctrica es resultado de una serie de transformaciones de energía, utilizando el poder calorífico de combustibles derivados del petróleo (combustóleo, diésel y gas natural), para calentar agua y producir vapor con temperaturas del orden de los 520°C y presiones entre 120 y 170 kg/cm² y presiones de vacío de hasta 0.077 kg/cm² ABS., para impulsar las turbinas cuya capacidad para estas condiciones es de 300 MW (CNA, 2010).

Dentro de este tipo de instalaciones los componentes principales son: las turbinas, las calderas, los condensadores, los eyectores y en especial el sistema de bombeo, este resulta ser un componente crítico en las plantas de fuerza ya que el sistema de bombeo (S.B.) transporta el agua de proceso, que es la materia prima para accionar las turbinas de vapor, el S.B. de una planta de fuerza será el responsable de alimentar a la caldera, de hacer circular el agua a través de la planta y de retirar el agua condensada que cedió su energía calorífica para que la turbina pudiera realizar la transformación a energía eléctrica.

1. CONCEPTOS BÁSICOS.

Una bomba es un equipo mecánico que tiene por objetivo trasladar un líquido

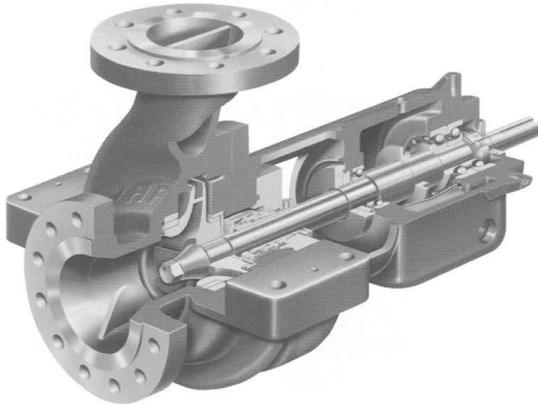


Fig. 1.2 Bomba de proceso API (Flowserve Corporation)

de un lugar a otro, transmitiendo la cantidad necesaria de energía en forma de presión para que el líquido pueda vencer los efectos ocasionados por la gravedad, la fricción y la presión del sistema. Aún con la gran variedad de bombas existentes en el mercado alrededor de un 80% de bombas utilizadas en las industrias, son bombas

centrífugas (CFE, 2015).

Las bombas centrífugas mueven el líquido por la rotación de uno por más impulsores que se encuentran dentro de la carcasa. El líquido es introducido a través de la succión hacia el impulsor donde es elevado mediante la fuerza centrífuga creada por la rotación del impulsor a una elevada velocidad (Gaffert, 1981). Esta energía en forma de velocidad es convertida en presión transmitida al líquido, el cual abandona la bomba en la parte de la descarga hacia el sistema.

Las bombas más utilizadas, son las bombas ANSI que son bombas diseñadas siguiendo los estándares de la “American National Standards Institute”, y las bombas API manufacturadas de acuerdo a los requerimientos de la “American Petroleum Institute” Estándar 610. Existen otro tipo

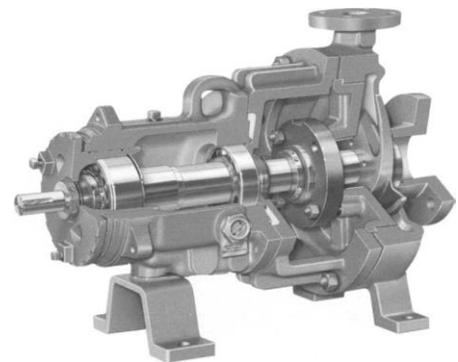


Fig. 1.3 Bomba de Proceso ANSI (Flowserve Corporation)

de asignaciones para el diseño de bombas como son: DIN Standards, de acuerdo a las normas ISO y las British BS Specifications.

Un ejemplo de bombas que adicionan energía de presión, sería una bomba en un oleoducto, en donde generalmente la altura como los diámetros de tuberías y las velocidades no tiene fluctuaciones tan marcadas, en tanto que la presión es incrementada para poder vencer las pérdidas de fricción que se tuviesen en la conducción. Existen bombas que solo adicionan energía para dar velocidad a los fluidos, normalmente un generador hidráulico (bomba) es accionado por un motor eléctrico, térmico, etc. (Gaffert, 1981).

1.1. CLASIFICACIÓN DE LA BOMBA.

Existen diferentes formas de clasificar las bombas aquí se presentan algunas de esas formas de clasificación:

1.1.1. CLASIFICACIÓN POR LA DIRECCIÓN DEL FLUJO.

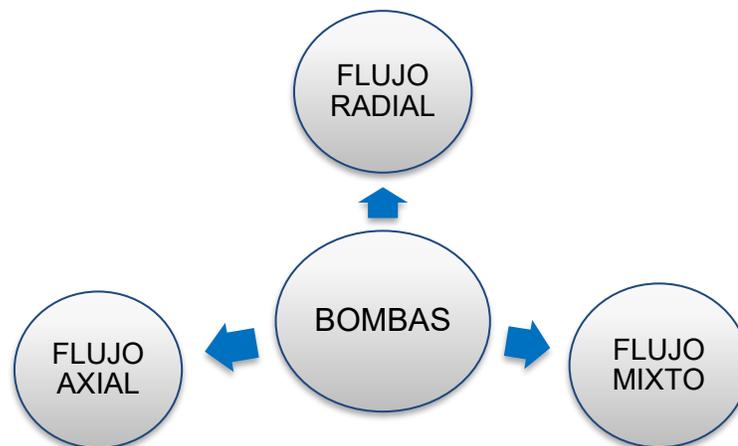


Diagrama 1.1 Diagrama de bombas (Ing. Manuel Viejo Zubicaray, bombas (teoría, diseño y aplicaciones), Ed. Limusa, Segunda Edición, México, D.F. 1975).

El diagrama 1.1, indica las diferentes direcciones en las que puede mover el fluido las bombas.

1.1.2. CLASIFICACIÓN POR TIPO DE MATERIAL DE LA BOMBA.

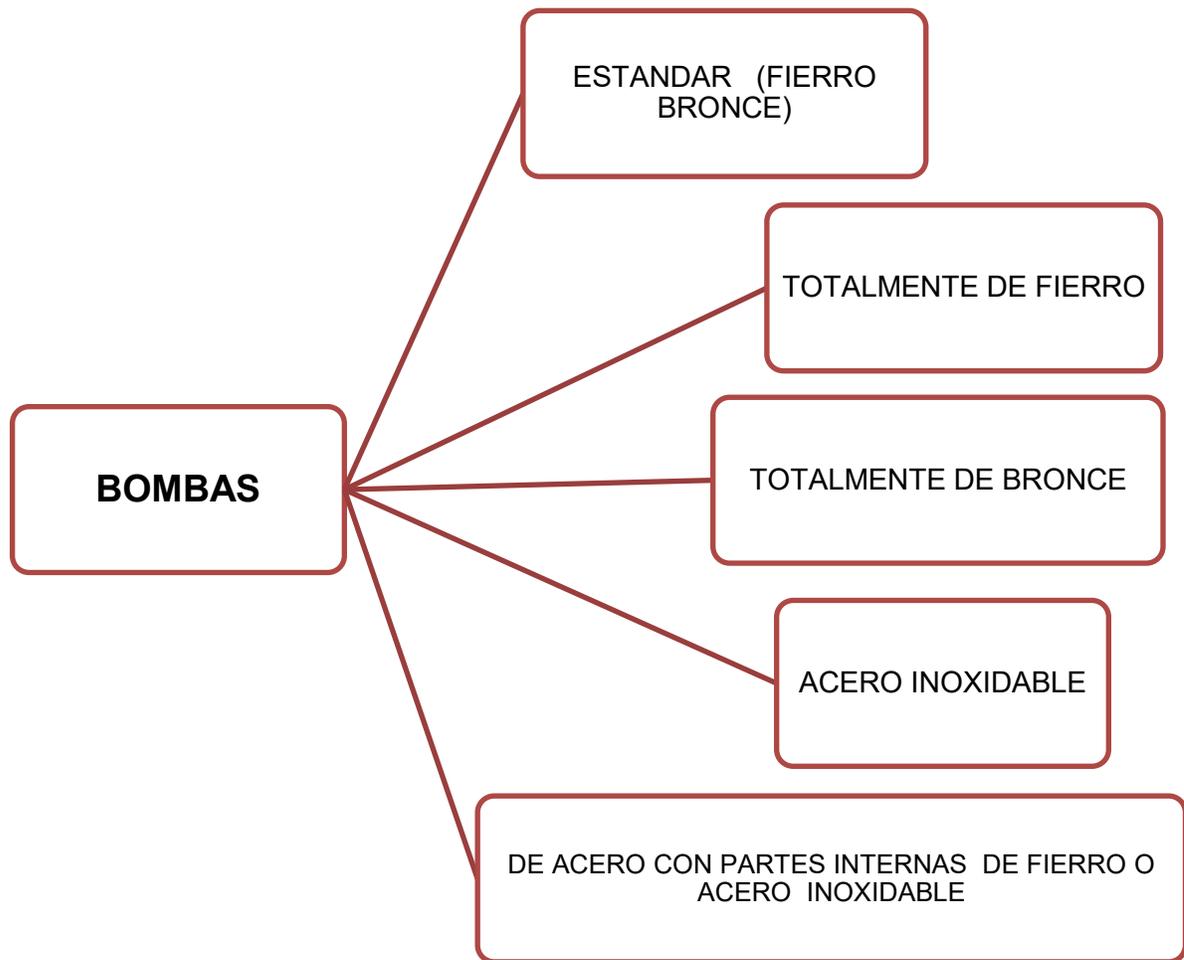


Diagrama 1.2 diagrama de bombas (Ing. Manuel Viejo Zubicaray, bombas (teoría, diseño y aplicaciones), Ed. limusa, Segunda Edición, México, D.F. 1975).

Así como existe diferentes formas en las que una bomba puede manejar el fluido, las bombas pueden ser construidas de distintos materiales, algunos de ellos son indicados en el diagrama 1.2

1.1.3. CLASIFICACIÓN POR TIPO DE SUCCIÓN.

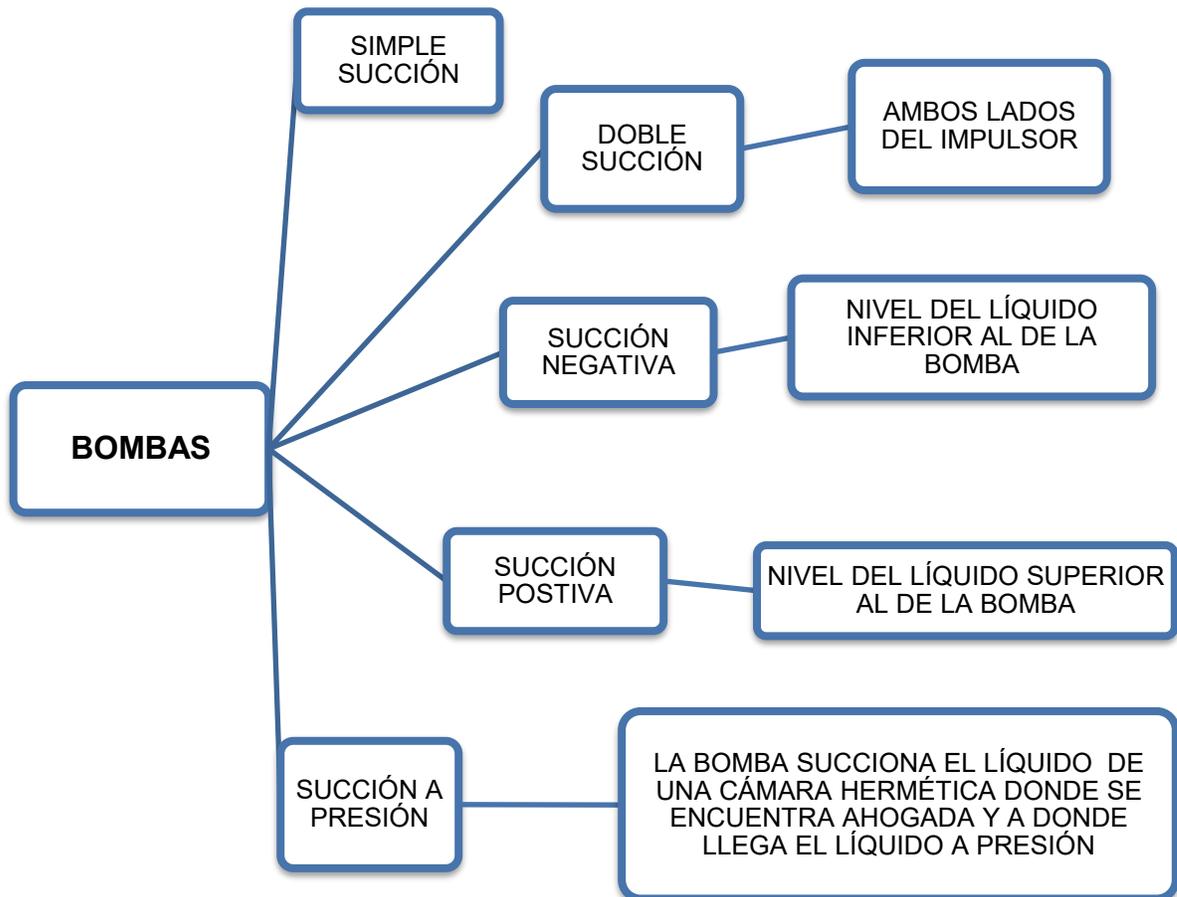


Diagrama 1.3 diagrama de bombas (Ing. Manuel Viejo Zubicaray, bombas (teoría, diseño y aplicaciones), Ed. limusa, Segunda Edición, México, D.F. 1975).

Para el diagrama 1.3, se identifican los tipos de succiones, las cuales que pueden llevar a cabo las bombas

1.1.4. CLASIFICACIÓN GENERAL.

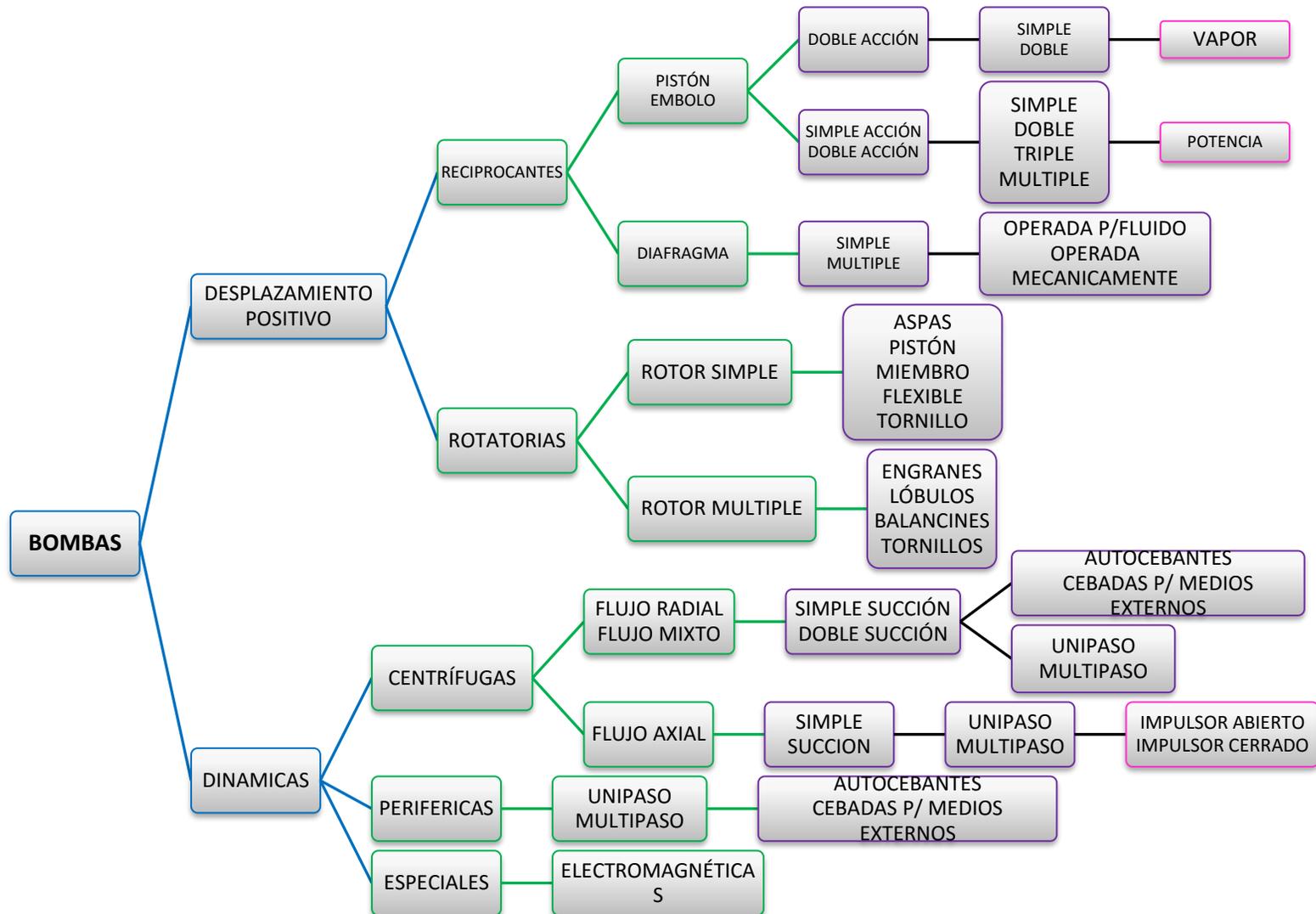


Diagrama 1.4 Diagrama de bombas (Ing. Manuel Viejo Zubicaray, bombas (teoría, diseño y aplicaciones), Ed. limusa, Segunda Edición, México, D.F. 1975).

El diagrama 1.4, es uno de los más amplios ya que muestra el tipo de bombas existentes, algunos de sus componentes, y en algunas de ellas las actividades que pueden realizar.

1.2. CARACTERISTICAS GENERALES DE LAS BOMBAS

En la tabla 1.1, se indican las principales características de las bombas que se deben tener presentes para cada trabajo que realizaran las bombas.

	CENTRIFUGA		ROTATORIA	RECIPROCANTE		
	Voluta y difusor	Flujo axial	Tornillo y engranaje	Vapor de acción directa	Doble acción	Triplex
Tipo de descarga	Continuo	Continuo	Continuo	Pulsante	Pulsante	Pulsante
Máxima elevación normal de succión (mts)	4.5	4.5	6.60	6.60	6.60	6.60
Líquido manejado	Limpio, claro; sucio, abrasivo; líquidos con alto contenido de sólidos		Viscoso no abrasivo	Limpio y claro		
Variación de la presión de descarga	Baja a alta		Media	Pequeña a la máxima que se produce		
Región de capacidad habitual	Pequeña a la mayor obtenible		Pequeña a media	Relativamente pequeña		
El aumento en una columna afecta						
Capacidad	Disminuye		Ninguna	Disminuye	Ninguna	Ninguna
Potencia de entrada	Depende de la velocidad específica		aumenta	Aumenta		
La disminución de una columna afecta						
Capacidad	Aumenta		Ninguna	Pequeño aumento	Ninguno	Ninguno
Demanda de potencia	Depende de la velocidad específica		Disminuye	Disminuye	Disminuye	Disminuye

Tabla 1.1 TYLER G. HICKS, BME, BOMBAS SU SELECCIÓN Y APLICACIÓN, ED. CONTINENTAL, MÉXICO, D.F., 1960.

En general los detalles de la bomba se encuentran sujetos en gran parte a los requisitos de la aplicación. El arreglo particular de una bomba centrífuga puede

depender tanto de la tubería, espacio y condiciones de trabajo, así como de otros factores existentes.

1.3. BOMBAS RECIPROCANTES

Este tipo de bombas son unidades de desplazamiento positivo, las cuales descargan una cantidad definida de líquido durante el movimiento del pistón o émbolo a través de una distancia, sin embargo, no todo el líquido llega al tubo de descarga debido a escapes o arreglo de pasos de alivio que pueden evitarlo, sin embargo, dejando esto de lado, el volumen del líquido desplazado en una carrera del pistón o émbolo es igual al producto del área del pistón por la longitud de la carrera. Las circunstancias especiales que favorecen el uso de estas bombas son (Zubicaray, 1975):

- a. Útiles para grandes cabezales y bajos caudales (de 3 a 20 GPM).
- b. Útiles en el manejo de fluidos muy viscosos.
- c. Útiles en servicios intermitentes.

1.3.1. TIPO DE BOMBAS RECIPROCANTES.

Básicamente existen dos tipos de bombas, (1) acción directa movidas por vapor y (2) bombas de potencia.

BOMBAS DE ACCIÓN DIRECTA: Estas bombas son construidas de dos formas; simplex (un pistón de vapor y un pistón de líquido) y dúplex (dos pistones de vapor y dos de líquido).

Las bombas de acción directa horizontales simplex y dúplex han sido utilizadas por mucho tiempo para diferentes servicios entre las que se incluyen la alimentación a las calderas a presiones de bajas a medianas, manejo de lodos, bombeo de aceite y agua, entre otros. Estas bombas se caracterizan por su facilidad

de ajuste de columna, velocidad y capacidad, tienen buena eficiencia a lo largo de una extensa región de capacidades. Las bombas de acción directa tienen un flujo de descarga pulsante (Zubicaray, 1975).

BOMBAS DE POTENCIA: Estas tienen un cigüeñal que es movido por una fuente externa de energía, por lo general un motor eléctrico. Por lo regular se utilizan engranes entre el motor y el cigüeñal para reducir la velocidad de salida del motor, cuando es movido a velocidad constante, éste tipo de bombas proporcionan un gasto casi constante para una amplia variación de columna además de tener una buena eficiencia. Esto se demuestra en la tabla 1.2:

Hp de agua	3	5	10	20	30	50	75	100	200
Eficiencia %	55	65	72	77	80	83	85	86	88

Tabla 1.2 TYLER G. HICKS, BME, BOMBAS SU SELECCIÓN Y APLICACIÓN, ED. CONTINENTAL, MÉXICO, D.F., 1960.

Es común que se desarrolle una presión elevada cuando se cierra la válvula de descarga en el extremo líquido, el cual puede ser de pistón o émbolo, es común proporcionar una válvula de alivio para la descarga para proteger la bomba y la tubería, estas bombas desarrollan una presión muy elevada antes de detenerse, la presión de parado muchas veces la presión de descarga normal. Se encuentran particularmente bien adaptadas para los servicios de alta presión y tienen algunos usos en la alimentación a calderas, bombeo en líneas de tuberías, procesos de petróleo, entre otras (Gaffert, 1981).

Las bombas de potencia del tipo manivela son movidas por un motor eléctrico o de combustión interna. Las bombas de potencia del tipo émbolo de alta presión pueden ser horizontales o verticales, y por lo general son utilizadas para prensas hidráulicas, procesos de petróleo, entre otros.

BOMBAS TIPO DIAFRAGMA: Estas son otro tipo de bombas reciprocantes, generalmente se usan para líquidos, ya sean claros o que contengan sólidos, son apropiadas para pulpas gruesas, drenajes, lodos, soluciones ácidas o alcalinas, así como también mezclas de agua con sólidos que lleguen a ocasionar erosión. Una bomba de diafragma de un material flexible no metálico puede soportar mucho mejor la corrosión o erosión (Zubicaray, 1975).

1.3.2. CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS RECIPROCANTES.

En las bombas reciprocantes el flujo pulsa, dependiendo de la pulsación y del tipo de bomba determina que la bomba tenga o no una cámara de colchón.

CAPACIDAD Y VELOCIDAD: Al igual que otras bombas, las bombas reciprocantes no succionan los líquidos, reducen solo la presión en la cámara de succión y la presión externa, por lo general la atmosfera empuja el líquido en la bomba. Conforme aumenta la velocidad, aumenta su capacidad siempre y cuando no exista nada que interfiera con el gasto hacia dentro o hacia afuera de la bomba.

VISCOSIDAD DEL LÍQUIDO Y TEMPERATURA DEL AGUA: Estas variables afectan la velocidad y capacidad máxima de la bomba, conforme la viscosidad del líquido aumenta, la velocidad de la bomba disminuye hasta un 65% de su valor y mientras la temperatura aumenta de 21 a 121 °C se tiene una disminución de velocidad de 62%, los semisólidos tales como lodos de ácidos, melazas y jarabes son manejados en bombas reciprocantes diseñadas para operar sin válvula de succión.

1.4. BOMBAS ROTATORIAS

Estas bombas generalmente son unidades de desplazamiento positivo que consisten de una caja fija; la cual contiene engranes, aspas, pistones, levas, segmentos, tornillos, etc., en vez de aventar el líquido como en una bomba centrífuga, la bomba rotatoria la atrapa, lo empuja contra la caja fija en una forma muy similar como la haría el pistón en una bomba reciprocante, pero a diferencia de esta bomba, la bomba rotatoria descarga un flujo continuo (Zubicaray, 1975).

A estas bombas, se les considera como bombas para líquidos viscosos, pero no se limitan a estos fluidos, estas bombas pueden manejar casi cualquier líquido que esté libre de sólidos abrasivos. Existen bombas rotatorias que manejan entre 1 a 1000 GPM, sobre todo en la refinería, pueden manejar presiones diferenciales de hasta 3000 psi. Normalmente están limitadas a servicios con fluidos demasiados viscosos para ser manejados económicamente por bombas centrífugas o de otro tipo, tales como aceites combustibles pesados, lubricantes, grasas y asfaltos. Las bombas rotatorias que manejan líquidos por debajo de 100 SSU pueden tener desgaste excesivo y fugas internas.

1.4.1. TIPOS DE BOMBAS ROTATORIAS

BOMBAS DE LEVA Y PISTÓN: Son conocidas también como bombas de émbolo rotatorio, consiste de un excéntrico con un brazo ranurado en la parte superior, la rotación de la flecha hace que el excéntrico atrape el líquido contra la caja, mientras sigue la rotación, el líquido es forzado de la caja a través de la ranura a la salida de la bomba (Enginering, 1990).

BOMBAS DE ENGRANES EXTERNOS: Constituyen el tipo rotatorio más simple, mientras los dientes de los engranes se separan en el lado de succión de la

bomba, el líquido llena el espacio entre ellos este es enviado en trayectoria circular hacia afuera y es exprimido al engranar nuevamente los dientes, los engranes pueden tener dientes simples, dobles o involutas. En algunos diseños tienen agujeros de flujo radiales en el engrane, que van de la corona y del fondo de los dientes a la perforación interna, esto permite que el líquido se comuniqué de un diente al otro, evitando la formación de presión excesiva que pudiesen sobrecargar las chumaceras y causar una operación ruidosa.

BOMBAS DE ENGRANE INTERNO: Tiene un rotor con dientes cortados internamente y que encajan en un engrane cortado externamente.

BOMBAS LOBULARES: Son semejantes a las bombas de tipo de engranes en la forma de acción, tienen dos o más rotores cortados con 3, 4 o más lóbulos en cada rotor, éstos se sincronizan para obtener una rotación positiva por medio de engranes externos, debido a que el líquido es descargado en un número más reducido de cantidades mayores que en caso de la bomba de engranes (Enginnering, 1990).

BOMBAS DE TORNILLO: Tienen de uno tres tornillos roscados convenientemente que giran en una caja fija, las bombas de un solo tornillo tienen un rotor en forma de espiral que gira excéntricamente en un estator de hélice interna o cubierta (Enginnering, 1990).

Las bombas de dos o tres tornillos tienen uno o dos engranes respectivamente. El flujo es establecido entre las roscas de los tornillos y a lo largo del mismo eje. Se pueden utilizar tornillos con roscas opuestas para eliminar el empuje axial en la bomba.

BOMBAS DE ASPAS: Las bombas de aspas oscilantes tienen una serie de aspas articuladas las cuales se balancean conforme gira el rotor, atrapando el líquido y

forzándolo en el tubo de descarga de la bomba. Las bombas de aspas deslizantes usan aspas que se presionan contra la carcasa por la fuerza centrífuga cuando gira el rotor (Enginnering, 1990):

1.4.2. CARACTERISTICAS DE LAS BOMBAS.

Estas bombas descargan un gasto constante e independiente con respecto a las presiones variables de descarga, el desplazamiento de una bomba rotatoria varía en forma proporcional con la velocidad, su capacidad puede ser afectada por las viscosidades, si los líquidos que son gruesos y viscosos pueden limitar la capacidad de la bomba en altas velocidades, ya que el líquido no puede fluir con la rapidez necesaria (Gaffert, 1981).

Cuando aumenta la viscosidad del líquido disminuye la eficiencia, estas bombas son utilizadas para líquidos viscosos.

El diagrama 1.5, indica los materiales con los cuales las bombas rotatorias son construidas:



Diagrama 1.5 Materiales de construcción (Ing. Manuel Viejo Zubicaray, bombas (teoría, diseño y aplicaciones), Ed. limusa, Segunda Edición, México, D.F. 1975).

APLICACIONES DE LAS BOMBAS: La mayor parte de estas bombas son autocebantes y trabajan con gas o aire, sus aplicaciones típicas son:

1. Líquido de todas las viscosidades.
2. Procesos químicos.
3. Industria de alimentos.
4. Lubricación a presión.
5. Sistemas de enfriamiento.
6. Gases licuados.
7. Entre otros.

1.5. BOMBAS CENTRIFUGAS.

Una bomba centrífuga, es una máquina la cual consiste de un conjunto de paletas rotatorias encerradas dentro de una caja o coraza, las paletas imparten energía al fluido por la fuerza centrífuga. Las bombas centrífugas tienen dos partes principales (Zubicaray, 1975):

- 1) Elemento giratorio, incluyendo un impulsor y una flecha
- 2) Un elemento estacionario compuesto por una cubierta, estopero y chumaceras.

Las bombas centrífugas proveen la flexibilidad máxima posible, desarrollando una presión específica máxima de descarga en cualquier condición de operación con caudal controlado, ya sea por variación de velocidad o estrangulación. Estas bombas se han fabricado en diversos tamaños; que varían desde unos cuantos litros por minuto, hasta las bombas que manejan $2,290 \text{ m}^3/\text{min}$ (2, 289,925 lt/min) contra una altura de elevación de 94.55 m de columna hidráulica total las cuales son movidas por motores de 65,000 BTU (Enginering, 1990). Por lo que concierne a las presiones varían desde la de drenaje de una sola etapa, la cual desarrolla una altura de 3 a 4.5 m, hasta las unidades de varios pasos de alimentación a caldera

para plantas de fuerza que desarrollan una presión de descarga de más de 422.4 kg/cm².

1.5.1. IMPULSOR.

El impulsor está fijado sobre un eje por el que se hace girar. El líquido es suministrado al impulsor mediante de una boquilla de aspiración que se encuentra en el extremo de la bomba. Cuando el líquido se encuentra en el ojo del impulsor, la rotación crea la fuerza, con la que se mueve dicho líquido hacia fuera. A medida que el líquido se desplaza hacia el exterior, su velocidad aumenta al máximo (Zubicaray, 1975).



*Fig.1.4 Impulsor Abierto
(Flowserve Corporation)*

Con el fin de producir diferentes relaciones entre la velocidad de flujo y presión, los impulsores están diseñados en varias configuraciones. Esto permite seleccionar el impulsor que cumpla con los criterios rectores del servicio específico en el que van a operar. La diferencia más característica entre los impulsores de una bomba de proceso es si son: "abiertos" o "cerrados". Ambos son ampliamente utilizados. El impulsor abierto no tiene montajes sobre el lado del impulsor. Por lo que, se puede decir que, las paletas son fácilmente visibles desde uno o ambos lados del impulsor.

En un impulsor cerrado, el líquido se encuentra dentro del impulsor envolviéndolos álabes del impulsor. Esta disposición se considera generalmente que la más eficiente que la del diseño de impulsor abierto, ya que contiene herméticamente el flujo del líquido desde el ojo del impulsor, por todo el camino a través de la periferia. Sin embargo, la eficiencia hidráulica de una bomba en servicio, se ve afectada principalmente por la cantidad de recirculación la cual tiene lugar

desde el perímetro de alta presión de la impulsora hacia la zona de baja presión. Como el desgaste tiene lugar en las áreas críticas, la recirculación aumenta y la eficiencia disminuye, aumentando por esta razón el consumo de energía (Zubicaray, 1975).

Los impulsores cerrados suelen usar anillos de desgaste para limitar la compensación y para reducir la recirculación. Cuando estos se desgastan, el juego de anillos se abre, la recirculación aumenta y la eficiencia se reducirá.

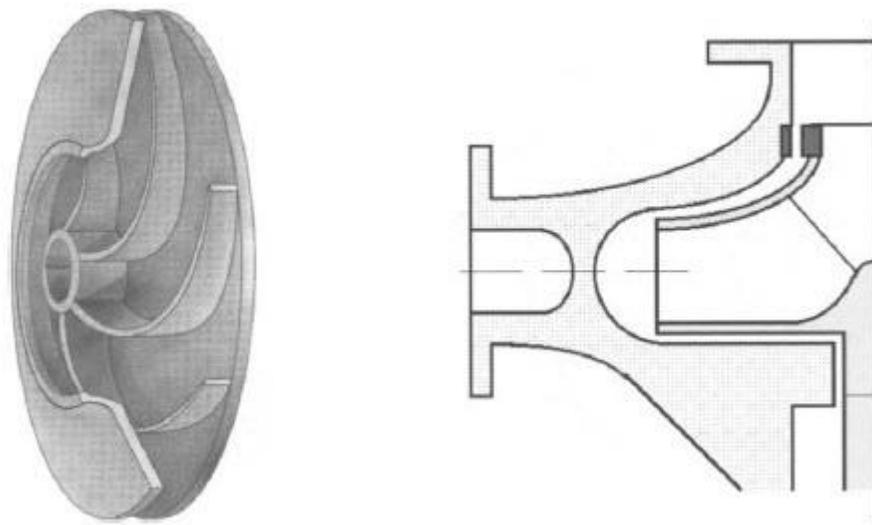


Fig. 1.5 Impulsor Cerrado y Diagrama de Recirculación con un Impulsor Cerrado (Flowserve Corporation)

1.5.2. VELOCIDAD ESPECÍFICA.

La velocidad específica, es la velocidad en revoluciones por minuto a la cual un impulsor deberá girar si su tamaño se reduce para dar un gasto de un litro por segundo contra una columna de un metro.

Se ha encontrado que las relaciones entre las dimensiones de un impulsor varían de manera uniforme con la velocidad específica. Para determinar la velocidad específica se utiliza la ecuación 1.1 (Enginnering, 1990):

$$N_s = \frac{\text{r. p. m.} \sqrt{Q}}{H^{0.75}} \text{ --- Ec 1.1}$$

Donde:

$N_s = \text{Velocidad específica}$

r. p. m. = revoluciones por minuto

Q = flujo en gpm o en dm^3/s

H = altura en ft o en m

En el cálculo de la velocidad específica, se debe señalar que todos los valores son tomados del punto de máximo rendimiento, con el diámetro máximo del impulsor a la velocidad nominal de la bomba. Estos impulsores son ampliamente utilizados en otros servicios, como en las bombas de alimentación de calderas, cuando la función principal consiste en presurizar el agua antes de que entre en la caldera.

Los valores altos de velocidad específica (5000 y más) pueden identificar el flujo mixto e impulsores de flujo axial, donde la trayectoria de flujo varía mínimamente de ser paralelo aleje del árbol. Estos impulsores generalmente ofrecen un caudal relativamente alto contra una cabeza baja, y con una alta eficiencia. Este tipo de impulsores, se encuentran con frecuencia en las grandes bombas de hélice vertical, cuando la función principal de mover un alto volumen de agua a presiones relativamente bajas.

En los servicios de riego y en bombas principales de admisión para las centrales eléctricas y fábricas de papel. Los diseños más comunes, tienen valores de velocidad específica que caen en el rango de 1500 a 3000, y se denominan comúnmente como impulsores tipo Francis. Este grupo generalmente ofrece una gama bastante amplia de caudales con presiones medias y por lo tanto se utiliza

ampliamente en el agua y en bombas de proceso de servicios generales (Engineering, 1990).

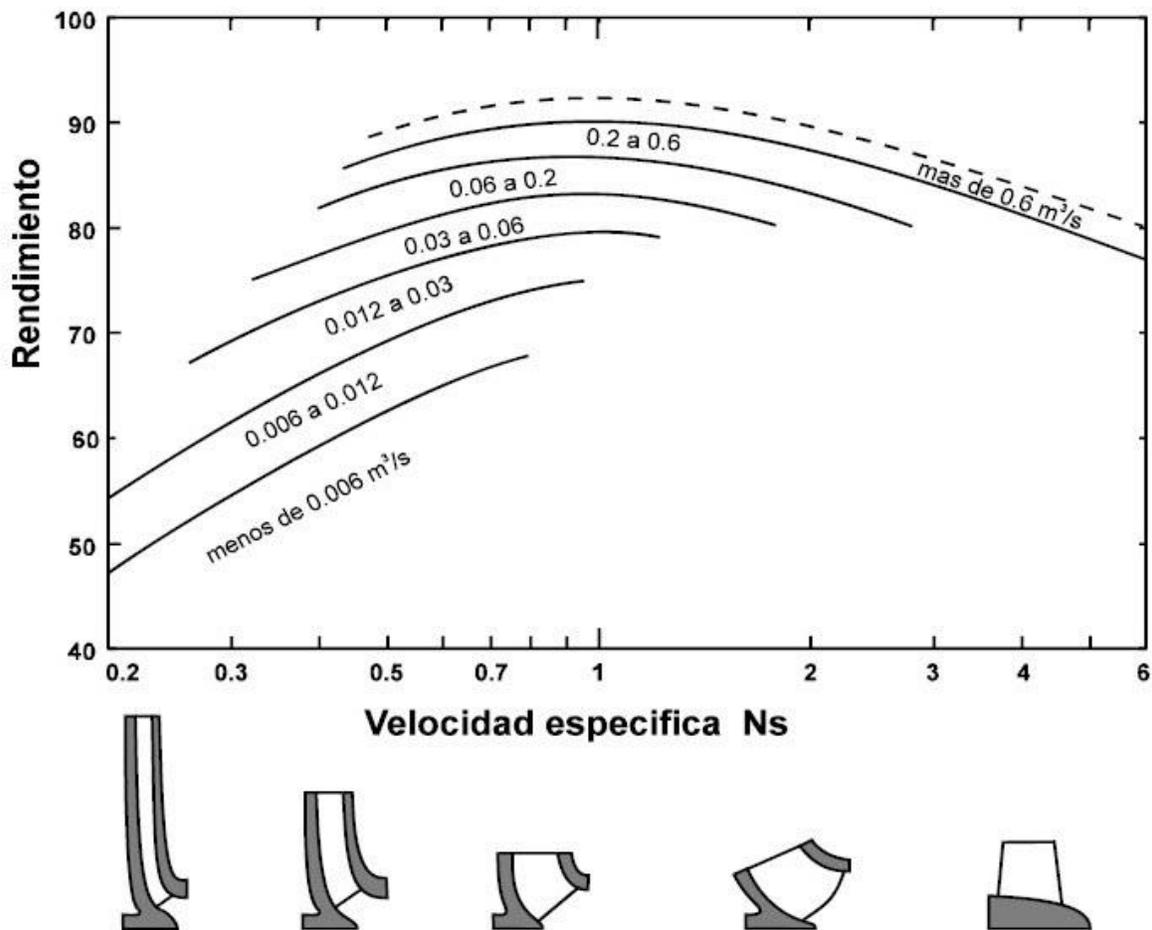


Fig.1.6 Rendimiento, geometrías y caudales en función de la velocidad específica. (Flowserve Corporation)

1.5.3. VELOCIDADES VARIABLES.

Cuando una bomba es operada a varias velocidades, se puede dibujar una gráfica en la cual se muestre el comportamiento completo para una elevación de succión dada, las curvas se grafican para diferentes velocidades, que son consideradas, después se sobreponen las curvas que tienen la misma eficiencia, estas curvas son también llamadas *isoeficiencia*, las cuales permiten encontrar la

velocidad requerida y la eficiencia para cualquier condición de columna capacidad dentro de los límites.

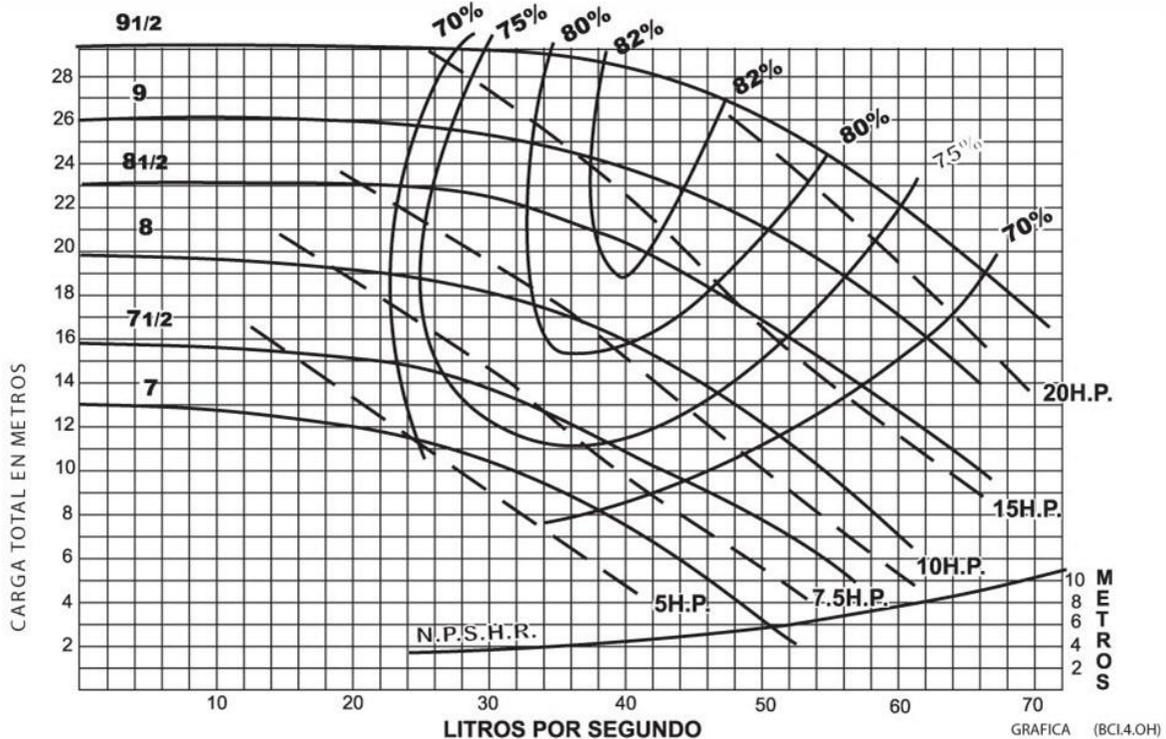


Fig. 1.7 Curva columna-capacidad a distintas velocidades de una bomba centrífuga (Flowserve Corporation)

1.5.4. CONSIDERACIONES GENERALES.

- Manejan alta capacidad y alto cabezal. La capacidad de cabezal, requerimientos de potencia, la eficiencia y el requerimiento de NPSH (este término se explica más adelante) varían con el caudal de flujo.
- Son muy útiles en servicios continuos.
- Son de alta eficiencia y fácil mantenimiento.

1.5.5. TIPOS DE BOMBAS CENTRÍFUGAS.

BOMBAS TIPO VOLUTA: En esta bomba, el impulsor de descarga, se expande progresivamente en forma proporcional de tal forma que la velocidad del líquido se reduce en forma gradual (Zubicaray, 1975).

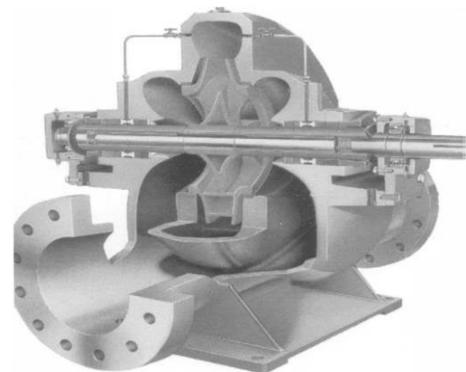
BOMBAS DE TIPO DIFUSOR: En esta bomba, los álabes direccionales estacionarios rodean al rotor o impulsor, esos pasajes con expansión gradual cambian la dirección del flujo del líquido y convierten la energía de velocidad a una columna de presión (Zubicaray, 1975).

BOMBAS DE TIPO TURBINA: Se le conoce como bombas de vórtice, periféricas y regenerativas; este tipo de bombas, produce remolinos en el líquido mediante los álabes a velocidades muy altas, dentro del canal anular en el que gira el impulsor.

BOMBAS DE FLUJO MIXTO Y FLUJO AXIAL: Las bombas de flujo mixto, desarrollan su columna parcialmente por fuerza centrífuga y parcialmente por el impulsor de los álabes sobre el líquido, el diámetro de descarga de los impulsores es mayor que el de entrada.

Mientras que las bombas de flujo axial, desarrollan su columna por la acción del impulsor o la elevación de las paletas sobre el líquido, el diámetro del impulsor es el mismo en el lado de la succión que en el de descarga.

BOMBAS DE DOBLE SUCCIÓN: En aplicaciones donde se requieren flujos de gran volumen, se puede usar una bomba de succión horizontal doble de una sola etapa. También son el diseño preferido cuando se requiere un alto grado de fiabilidad. Estas bombas constan de un solo impulsor de doble aspiración, donde el líquido entra en el impulsor desde ambos lados a la vez y por lo tanto crea un alto grado de equilibrio axial en el elemento giratorio. La carcasa de la bomba se divide horizontalmente a lo largo del eje del árbol. Esto permite la retirada



*Fig. 1.8 Bomba de doble succión
(Fairbanks Morse-Pentair Pump Group)*

del conjunto de giro sin aspiración. La mitad inferior de la carcasa incluye la estructura de montaje.

TIPOS DE MATERIALES

La mayoría de los fabricantes de bombas pueden proveer sus bombas en una amplia variedad de materiales, la selección de los materiales depende de la tensión de funcionamiento y efectos, así como, el tipo de desgaste a partir del producto que se bombea. Los materiales más comunes que se utilizan en las bombas centrífugas de succión finales son los siguientes:

- Hierro fundido y hierro dúctil
- Bronce
- Acero al carbono y aceros de baja aleación, como el 4140.
- Aleaciones de acero y cromo al 11%, 12% o 13%
- Aceros inoxidables martensítico de la serie 400.
- Aceros inoxidables como 17-4PH.
- Aceros inoxidables austeníticos como la serie 300 o aleación de 20.
- Los aceros inoxidables dúplex tales como CD4MCu.
- Otras aleaciones como Hastello y, titanio, etc.

El hierro y bombas de bronce se utilizan ampliamente en aplicaciones de servicios generales, como en instalaciones de tratamiento de agua, instalaciones de tratamiento de residuos, acérras y aplicaciones marinas. El arco de acero inoxidable es utilizado para una gama de soluciones corrosivas, que son adecuados para muchos ácidos minerales a la temperatura y concentraciones moderadas.

BOMBAS NO METÁLICAS

Existe una gran variedad de plásticos que se utilizan como revestimientos de la bomba, ya que ofrecen resistencia a la corrosión y pueden resultar más económicos que los metales que son más caros. Sin embargo, tienen limitaciones de resistencia que pueden inhibir su uso en ciertas áreas. Un extremado alto grado de resistencia química se puede encontrar en las resinas de fluorocarbono tales como politetrafluoroetileno (PTFE). Cuando se necesita una resistencia adicional y resistencia química, una variedad de plásticos reforzados (FRP) están disponibles¹.

1.6. SISTEMA HIDRÁULICO DE LA BOMBA.

1.6.1. RELACIÓN ENTRE PRESIÓN Y CABEZA.

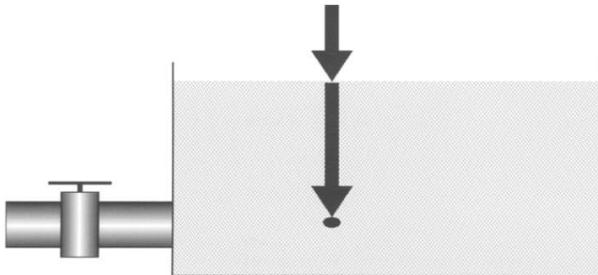


Fig. 1.9 Cabeza Total de un tanque (Fairbanks Morse-Pentair Pump Group)

Al considerar la cantidad de energía de presión requerida de la bomba, se deben considerar todos los diferentes aspectos de la energía en el sistema en ambos lados de la bomba. A medida que estos niveles de energía son habitualmente identificados en términos de "presión" (como libras por pulgada cuadrada) o en términos de "cabeza" (tales como pies de altura), es importante tener en cuenta la relación entre estos dos términos importantes.

Todas las presiones se pueden visualizar como causadas por una columna de líquido que (debido a su peso) produciría una presión en la parte inferior de esa columna. Para ejercer una presión de una libra por pulgada cuadrada en la base de una columna de agua a 60° Fahrenheit, con una gravedad específica de 1.0, la columna debe ser 2.31 pies de altura. Para ejercer una presión de 14,7 libras por

pulgada cuadrada en su base, la columna debe, por lo tanto, ser de 34pies de altura. Esto supone que no hay ninguna presión externa que se ejerce sobre la parte superior dela columna de agua.

En términos más generales, la relación entre la presión y la cabeza cuando se trata de agua a 60° Fahrenheit, es como se muestra (Enginnering, 1990):

$$Cabeza(H_{ft}) = P \text{ (psi)} \times 2.31 \text{ --- --- --- --- --- Ec. 1.2}$$

Cuando se utilizan otros líquidos, es necesario tener en cuenta las diferentes densidades de estos líquidos. La relación de la densidad de cualquier líquido a la densidad del agua a60° Fahrenheit se llama la gravedad específica. En consecuencia, se aplica la siguiente fórmula (Enginnering, 1990):

$$P(psi) = \frac{H(ft) \times Gravedad Específica}{2.31} \text{ --- --- --- --- --- Ec. 1.3}$$

1.6.2. PRESIÓN.

La presión absoluta, se refiere a la presión que se mide en relación con un vacío perfecto y está siempre será positiva, la presión atmosférica es la presión que se toma generalmente como referencia y es variable con respecto a la posición en la tierra y las condiciones climáticas donde se mide, mientras que la presión manométrica, es la que arroja un fluido al ser medida su presión, si esta es superior a la atmosférica es positiva, mientras que si es inferior es negativa y se denomina en psig o Pa (man), mientras que la presión absoluta se denomina solo psi o Pa (abs).Una expresión que relaciona los diferentes tipos de presión se observa en la ecuación 1.4 (Enginnering, 1990):

$$P_{absoluta}(psioPa) = Presion \text{ Manométrica} + Presión \text{ Atmosférica} \text{ --- --- Ec. 1.4}$$

1.6.3. CARGA TOTAL DINÁMICA.

La energía añadida al sistema por una bomba centrífuga, se conoce como la altura total dinámica (TDH) y puede calcularse a partir de la diferencia de presión entre el lado de descarga de la bomba y la presión en el lado de entrada (Engineering, 1990).

$$\text{CabezaDinamicaTotal} = \text{Cabeza de Descarga} - \text{Cabeza de Succión} - - - - \text{Ec. 1.5}$$

1.6.4. CURVA CARACTERÍSTICA DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA.

A diferencia de las bombas de desplazamiento positivo (rotatorias y reciprocantes), una bomba que opera a una velocidad constante puede suministrar cualquier capacidad de cero a un máximo, dependiendo de la columna, diseño y succión. La curva característica muestra la relación existente entre la cabeza columna de la bomba, capacidad, potencia, y eficiencia para un diámetro de impulsor específico y un tamaño de carcasa determinado.

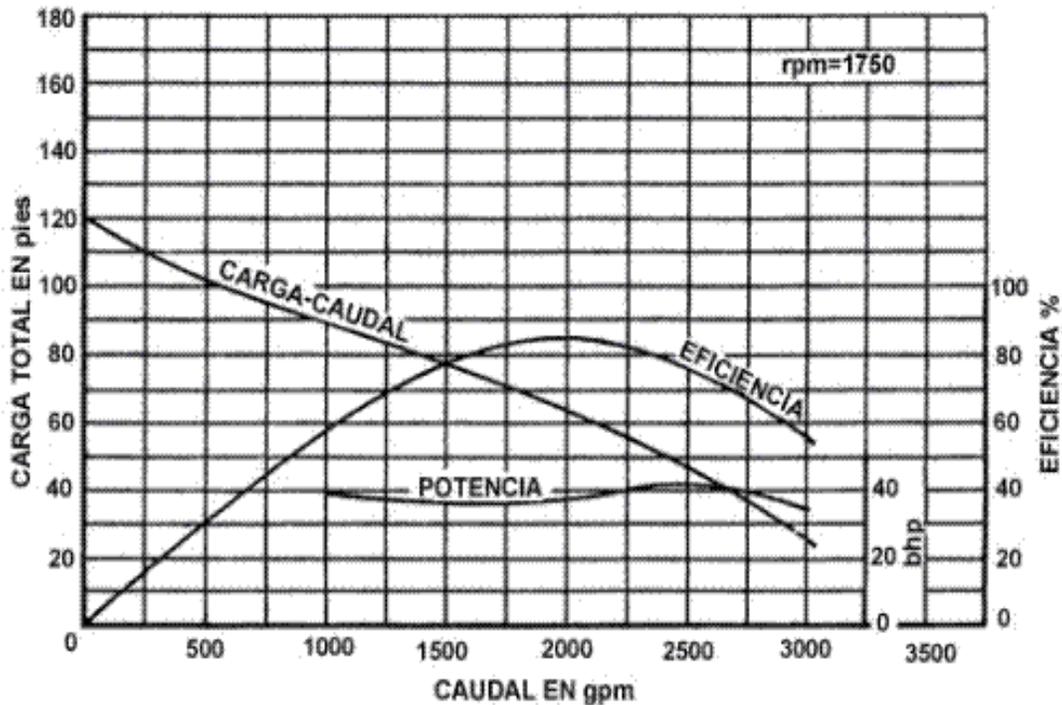


Fig.1.10 Curva característica de una bomba centrífuga (Flowsolve Corporation)

La producción total de energía de una bomba, es una combinación de la carga dinámica total y la velocidad de flujo, la relación entre los dos se muestra en una curva de rendimiento de la bomba⁵.

1.6.5. PUNTO DE OPERACIÓN DE UNA BOMBA.

Una bomba no debería operar fuera del punto de diseño continuamente, ya que aparte de las pérdidas económicas derivadas de la baja eficiencia, la bomba podría resultar severamente deteriorada.

Si la suma del cabezal estático total más las pérdidas totales por fricción para una serie de capacidades de flujo asumidas se grafica vs el flujo, la curva resultante es la curva del sistema (Enginnering, 1990).

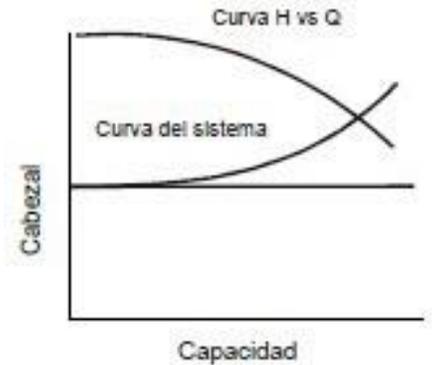


Fig.1.11 Curvas H vs Q y del sistema superpuesta (Flowserve Corporation)

1.6.6. EFICIENCIA

La cantidad de cabeza o columna requiere una cierta cantidad de energía para ser suministrada por la bomba. La cantidad real de energía requerida depende de la eficiencia de la bomba.

La eficiencia representa el porcentaje de la energía total utilizada en el desarrollo del trabajo y de la altura total. En términos generales, la eficiencia es el trabajo producido por una máquina dividido por el trabajo suministrado a la máquina (Carter, 1966).

$$EFICIENCIA = \frac{TRABAJO REALIZADO}{TRABAJO SUMINISTRADO} \text{ --- Ec. 1.6}$$

En las bombas centrífugas, es la capacidad multiplicada por la altura total y dividida por la potencia de entrada. Cuando se trabaja en galones por minuto y los pies de la cabeza, la fórmula es la siguiente (Carter, 1966):

$$Eficiencia(\eta) = \frac{GPM \times H(ft) \times Sp. Gr.}{Hp \times 3600} \text{ --- Ec. 1.7}$$

Cuando se conoce la eficiencia de la bomba se puede conocer la potencia que desarrolla esta con el fin de conocer el tamaño del controlador del motor, la potencia entonces, se puede calcular mediante la siguiente ecuación (Carter, 1966):

$$Hp = \frac{GPM \times H(ft) \times Sp. Gr.}{Eficiencia(\eta) \times 3600} \text{ --- Ec. 1.8}$$

Con la misma curva de la Cabeza-Capacidad para el diámetro máximo del impulsor, se puede establecer otro eje vertical y dibujar en la curva de rendimiento de la bomba. La cantidad flujo, a la que se consigue el punto más alto de la curva de eficiencia, se conoce como el punto de máximo rendimiento. Este "BEP", que es la condición de funcionamiento más estable para la bomba.

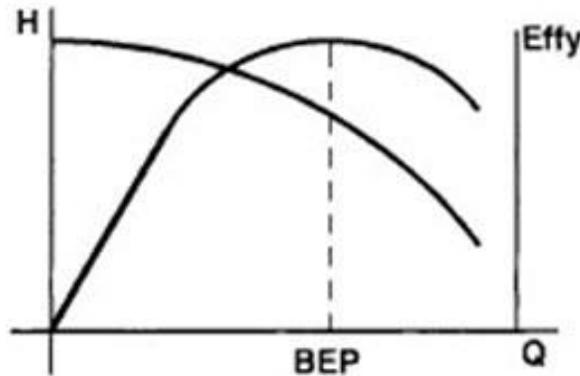


Fig. 1.12 Curvas H vs Q y del sistema, su punto de mejor eficiencia (Flowserve Corporation)

1.6.7. CAVITACIÓN DE UNA BOMBA.

Durante la entrada del flujo en el rodete de una bomba se produce una aceleración que, cuando la presión es suficientemente baja, genera la formación de burbujas de vapor. Esto tiene dos efectos sobre el funcionamiento de la bomba. En

primer lugar, la cavitación erosiona el rodete y, con el tiempo, lleva a su destrucción. En segundo lugar, cuando la cavitación es fuerte disminuye la altura de elevación.

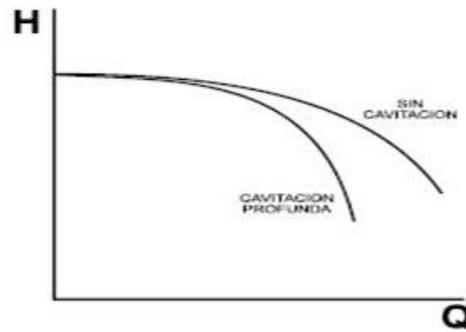


Fig.1.13 Efecto de la cavitación sobre la curva característica (Flowserve Corporation)

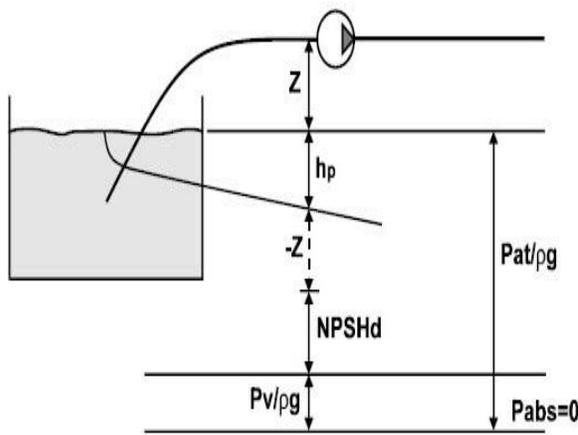


Fig.1.14 $NPSH_d$ de una bomba conectada a un depósito (Flowserve Corporation)

Para evitar la cavitación, hace falta mantener una presión suficiente, por encima de la presión de vapor, en la entrada de la bomba. El valor necesario es calculado por el fabricante como $NPSH_r$ (Net Positive Suction Head requerido). Desde el punto de vista de la utilización, hay que asegurarse de que el $NPSH_d$ (disponible) en el sistema sea superior al $NPSH_r^3$.

El $NPSH_d$ es la altura absoluta que le queda a la bomba en la aspiración por encima de la presión de vapor. Si la bomba está situada en la aspiración por debajo del nivel del depósito, z tomará valores negativos, aumentando el $NPSH_d$. Si el depósito no está abierto, en vez de la presión atmosférica habrá que utilizar la presión absoluta que exista en el depósito.

Otro factor a tener en cuenta es la variación del $NPSH_r$ con el caudal. Cuanto mayor sea éste, mayor será la velocidad en la bomba y más próximo el peligro de

cavitación. La curva de *NPSHr* suele venir dada por los fabricantes junto a la curva de altura (Gaffert, 1981).

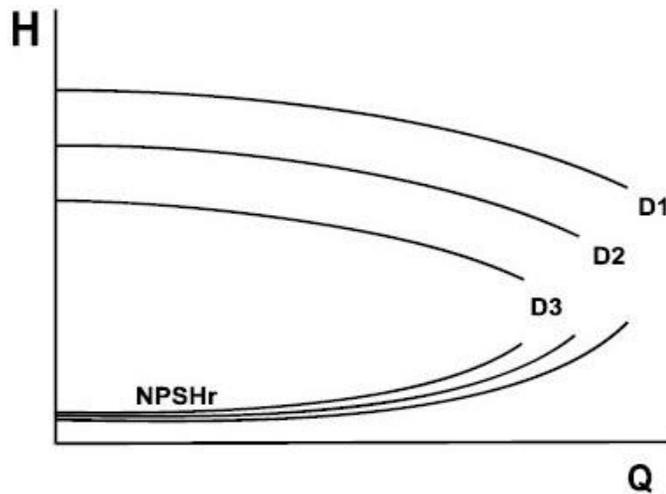


Fig.1.15 Variación del *NPSHr* con el caudal (Flowserve Corporation)

1.6.8. CURVA COMPUESTA DEL RENDIMIENTO DE UNA BOMBA.

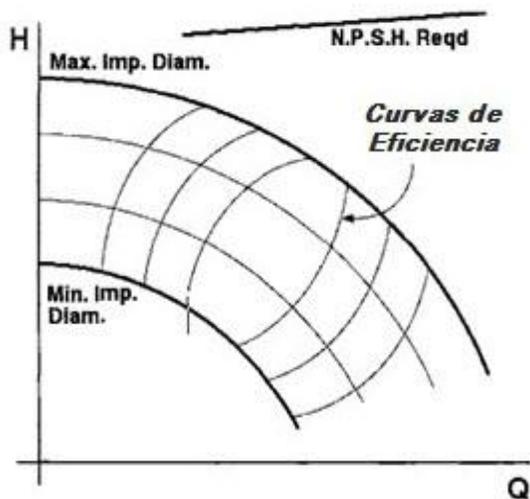


Fig.1.16 Curva compuesta de rendimiento (Flowserve Corporation)

Una curva compuesta muestra la capacidad total de la bomba con diferentes diámetros de impulsor, que va del más grande al más pequeño, como se muestra en la Figura 1.15.

La curva más alta en esta se representará el diámetro máximo, mientras que la curva más baja representará el diámetro más pequeño posible de ese impulsor. Por debajo de este diámetro mínimo, el impulsor no

funcionará correctamente. Las curvas intermedias representan diámetros del impulsor, en algún lugar entre el máximo y mínimo, por lo general son seleccionadas arbitrariamente para fines de referencia (Engineering, 1990).

En una curva compuesta, los puntos de los valores comunes de la eficiencia se identifican en cada curva de la cabeza-capacidad. A continuación, se conectan para producir un nuevo conjunto de curvas, que identifican la eficiencia de la bomba. La curva muestra la NPSH requerido, también puede ser incluida.

1.6.9. EL MEJOR PUNTO DE EFICIENCIA “BEP” (Best Point Efficiency).

Se ha indicado que el mejor punto de eficiencia (BEP), es la condición más estable en la que la bomba puede funcionar. Por lo tanto, para lograr el más alto grado de fiabilidad posible para la bomba, que debe funcionar tan cerca como sea posible del “BEP”. Si el flujo de operación se mueve lejos del “BEP”, la fiabilidad disminuye. En consecuencia, la mayoría de los usuarios de la bomba deben intentar operar sus bombas dentro de un rango de 70% a 120% del “BEP”⁵. Dependiendo del diseño hidráulico de la bomba y el servicio en cuestión, puede ser necesario para operar incluso más cerca del “BEP”.

Aunque la bomba todavía puede operar fuera de este rango, lo hace a expensas de la fiabilidad de los sellos y los cojinetes, que en combinación con otras condiciones pueden ser un factor que perjudique estos elementos. Otras partes de la bomba, tales como el impulsor, la voluta y eje también serán sometidas a las condiciones adversas de funcionamiento, que pueden contribuir al aumento de la erosión e impacto a estos elementos.

1.6.10. COMPORTAMIENTO FUERA DEL PUNTO ÓPTIMO DE OPERACIÓN DE UNA BOMBA.

Cuando una bomba centrífuga no funciona con fiabilidad más allá de un cierto caudal, la curva de rendimiento para la bomba se interrumpe en este punto. El

funcionamiento de la bomba más allá de ese punto (y, a menudo, al próximo punto) puede causar daños en la bomba, así como también que se sobrecargue con frecuencia el controlador del motor. El daño causado a altas velocidades de flujo, será con frecuencia resultado de la cavitación por el aumento de la tasa de flujo a través de una bomba que requiere un NPSH mucho más alto (Gaffert, 1981):

1.6.11. LEYES DE AFINIDAD.

La cabeza y la capacidad producida por una bomba centrífuga, dependen de la velocidad con la que el líquido sale del impulsor, la cual se conoce como la velocidad periférica. Por lo tanto, la salida de la bomba se puede ajustar mediante el cambio de la velocidad periférica. Esto se puede lograr de dos maneras, con resultados casi idénticos:

- cambiando la velocidad de rotación del impulsor
- reduciendo el diámetro del impulsor.

La reducción de la velocidad de rotación en un 20%, tendrá un efecto similar sobre la cabeza y la capacidad como sería la reducción del diámetro del impulsor en un 20%. Las relaciones que existen entre la salida de la bomba y la velocidad periférica del impulsor se identifican colectivamente como "leyes de afinidad". En una relación de este tipo, cuando se cambia de un diámetro del impulsor de D_1 a D_2 , la capacidad desarrollada cambiará de Q_1 a Q_2 , en la misma proporción (Enginering, 1990)

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{Q_2}{Q_1} \text{ --- Ec. 1.9}$$

Sin embargo, el mismo cambio relativo en el diámetro del impulsor de D_1 a D_2 , va a cambiar la altura total de H_1 a H_2 en proporción al cuadrado de la variación en el diámetro (Enginering, 1990).

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 = \frac{H_2}{H_1} \text{ --- Ec. 1.10}$$

Esta relación sólo se aplica a diferentes diámetros del mismo impulsor, y no a diferentes tipos de impulsores. Exactamente las mismas relaciones se aplican cuando la bomba cambia la velocidad de rotación en vez del diámetro del impulsor (Enginering, 1990).

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \text{ o } \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^2 = \frac{H_2}{H_1} \text{ --- Ec. 1.11}$$

Se debe tener en cuenta que un cambio en el diámetro del impulsor o de la velocidad afectará a toda la gama del funcionamiento de la bomba, y no sólo un punto específico. Cualquier reducción en la velocidad periférica, sin importar la causa, hará que parezca que la curva de rendimiento se reduzca a la izquierda en el gráfico. Y a la inversa, un diámetro del impulsor mayor o una velocidad más rápida de la bomba, la curva se extenderá hacia arriba a la derecha. La relación de la curva y la velocidad de rotación o el diámetro del impulsor puede ser estimado en la misma proporción que el cambio en la velocidad o el diámetro elevado a la tercera potencia (Enginering, 1990).

$$\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \text{ o } \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 = \frac{Hp_2}{Hp_1} \text{ --- Ec. 1.12}$$

Hay que señalar, que esto es sólo una aproximación, como la eficiencia de la bomba, esta puede cambiar con el cambio en la velocidad periférica.

1.6.12. BOMBAS EN SERIE.

En ocasiones las bombas son instaladas en serie, para proporcionar un mayor flujo, cuando la demanda de operación es variada. Cuando varias bombas

son instaladas en serie, para el cálculo, estas se pueden sustituir por una bomba hipotética, la cual genere la altura que sea la suma de las curvas individuales para el caudal.

Para construir la curva cabezal vs capacidad de dos bombas en serie, se suman los cabezales para las diferentes capacidades de flujo, si la curva del sistema está gobernada por las pérdidas por fricción, las bombas se deben operar en serie para obtener más flujo a través del sistema.

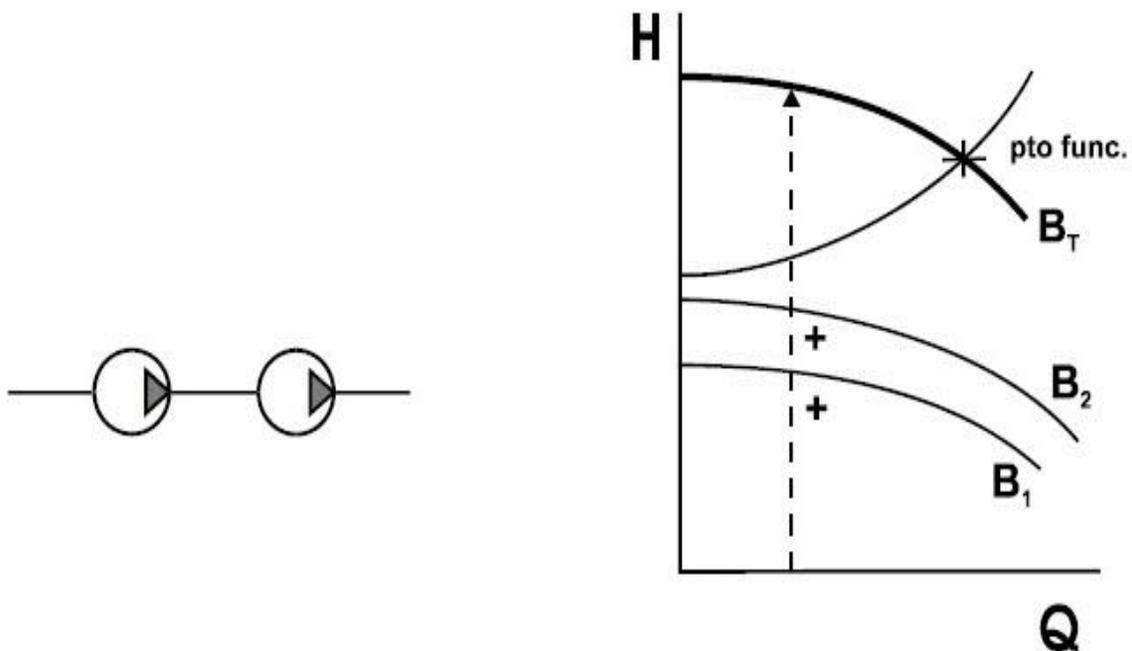


Fig.1.17 Curva de bombas en serie (Flowserve Corporation)

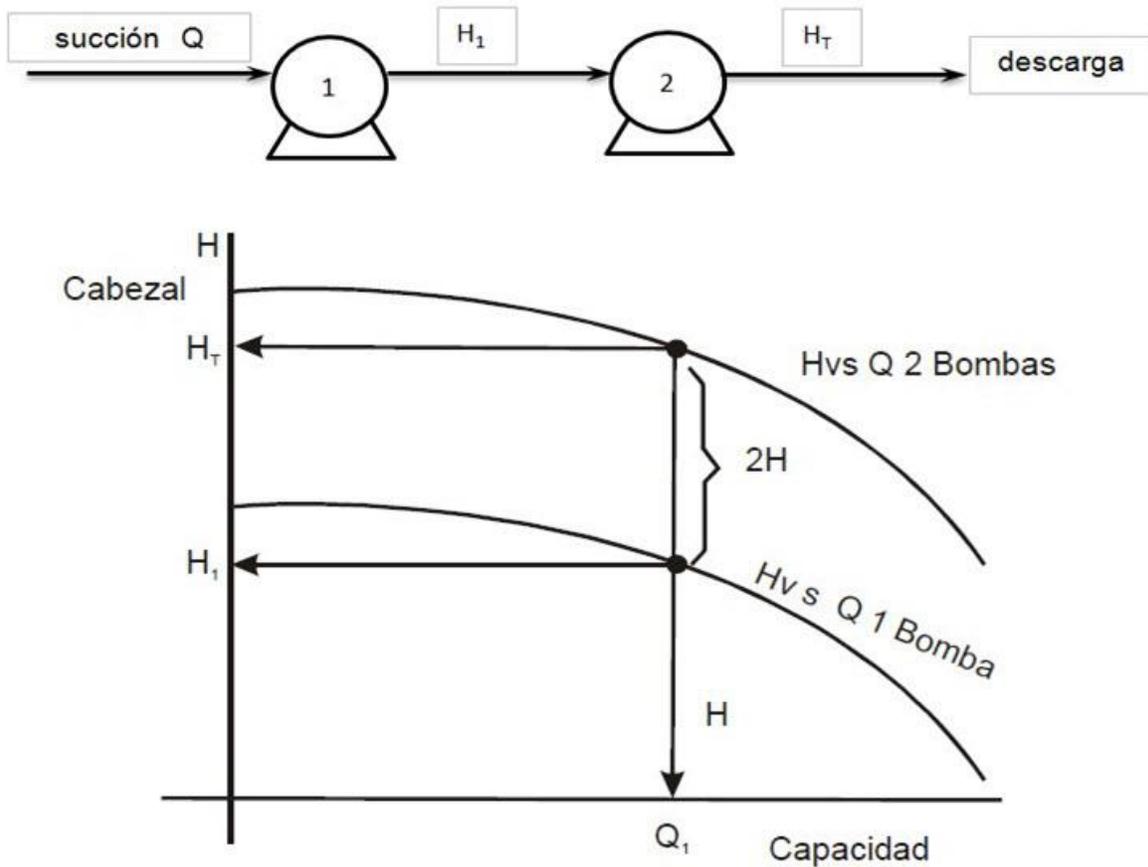


Fig.1.18 curva cabezal-capacidad para dos bombas en serie (Flowserve Corporation)

1.6.13. BOMBAS EN PARALELO.

Varias bombas en paralelo darán una curva característica conjunta, en la que se suman los caudales para cada altura. Para obtener la curva cabezal vs capacidad de dos bombas en paralelo, se suman las capacidades de flujo de cada una de las bombas para diferentes cabezales totales. Si el componente del cabezal estático total domina sobre el componente de las pérdidas por fricción se prefiere la operación de las bombas en paralelo.

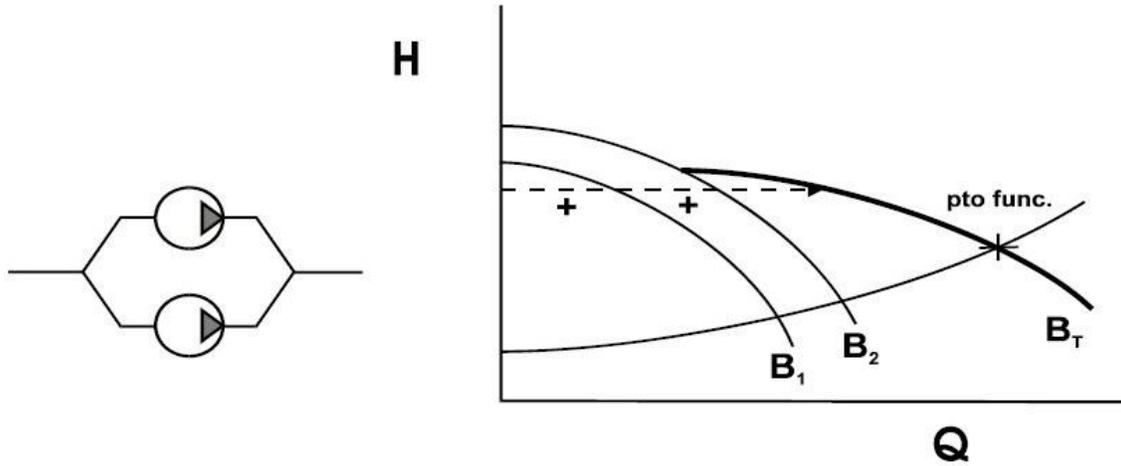


Fig.1.19 curva de bombas en paralelo (Flowserve Corporation)

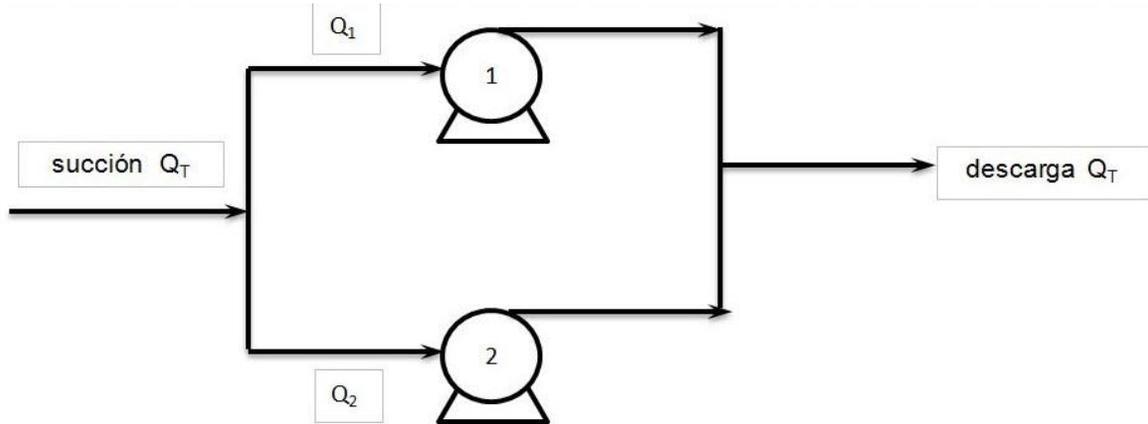


Fig.1.20 bombas en paralelo (Flowserve Corporation)

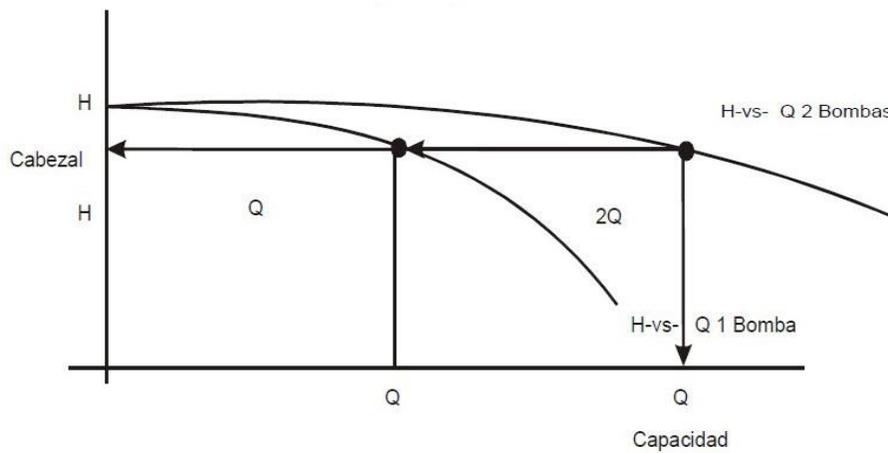


Fig.1.21 Curva cabezal-capacidad para dos bombas en paralelo (Flowserve Corporation)

1.7. FLUJO DE FLUIDOS.

1.7.1. PRESIÓN EN UN SISTEMA ESTÁTICO

Cuando un líquido está en reposo en un sistema, la relación entre la presión en la medición del manómetro y la profundidad del líquido por encima de éste, se calcula de la siguiente manera (Enginering, 1990):

$$P = \frac{H \times \text{Sp. Gr.}}{2.31} \text{ --- Ec. 1.13}$$

P = Presión manométrica en libras por pulgada cuadrada.

H = Altura estática del líquido en pies.

Sp. Gr. = Peso específico del líquido.

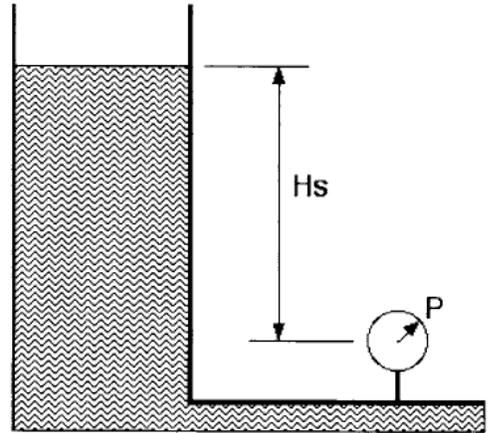


Fig. 1.22 Presión en un Sistema Estático (Flowserve Corporation)

1.7.2. PRESIÓN EN UN SISTEMA DINÁMICO

Cuando un líquido se mueve en un sistema, la presión caerá, como parte de la energía que se está perdiendo debido a la fricción. Por lo tanto, incluso cuando mantenemos el nivel de agua en el tanque como se muestra en la Figura 1.23, para estabilizarla carga estática, la lectura de presión en el manómetro será menor que cuando el líquido en el sistema no se encuentre fluyendo (Enginering, 1990).

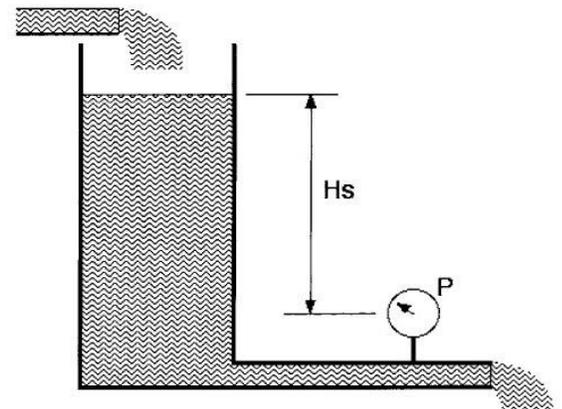


Fig. 1.23 Presión en un Sistema Dinámico (Flowserve Corporation)

La ecuación que calcula la presión de un sistema donde un líquido está fluyendo es la siguiente (Enginnering, 1990):

$$P = (H_s - H_f) \times \frac{\text{Sp. Gr.}}{2.31} \text{ --- Ec. 1.14}$$

P = Presión manométrica en libras por pulgada cuadrada.

H_s = Altura estática del líquido en pies.

H_f = Pérdidas por fricción en pies.

Sp. Gr. = Peso específico del líquido.

1.7.3. PÉRDIDAS POR FRICCIÓN.

La fricción, es la resistencia del flujo en el sistema de tuberías y debe ser considerada para tres áreas separadas individualmente (Zubicaray, 1975).

- La tubería.
- Las válvulas y accesorios.
- Otros equipos, tales como: filtros, intercambiadores de calor, etc.

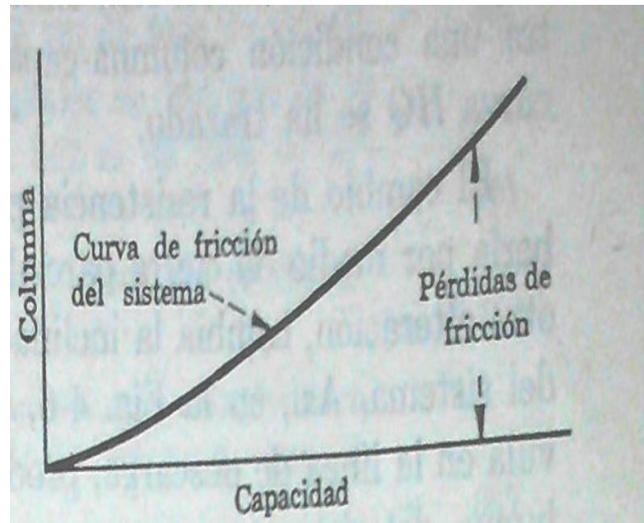


Fig. 1.25 Variación de la capacidad con la velocidad (Flowserve Corporation)

Las pérdidas por fricción en las tuberías pueden ser fácilmente obtenidas de las tablas de pérdida por fricción disponibles de una variedad de fuentes, tales como las Normas del Instituto Hidráulico. Las tablas también están disponibles para identificar las pérdidas a través de las instalaciones de tuberías más comunes y tipos de válvulas. No obstante, las pérdidas en los filtros, intercambiadores de calor, etc., deben ser obtenidos a partir del fabricante del equipo o realizando mediciones y cálculos de campo.

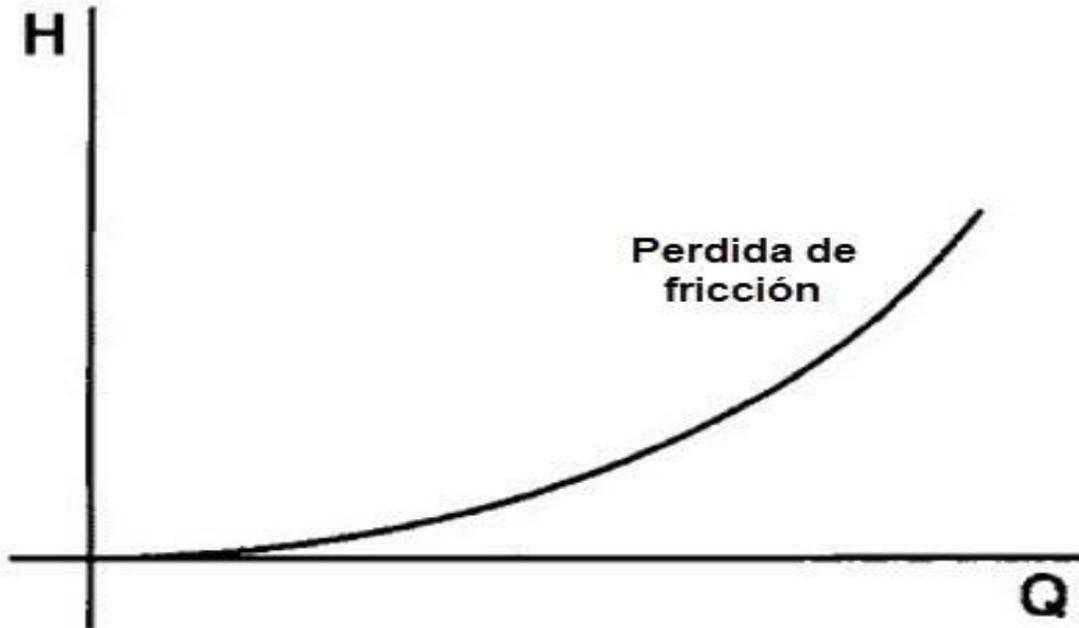


Fig.1.24 Curva general de pérdidas por fricción (Flowserve Corporation)

1.7.4. CARGA DE VELOCIDAD.

Otro factor que se tiene que superar es la cabeza requerida para acelerar el flujo de líquido a través de la bomba. Ésta es la diferencia en los valores de carga de velocidad ($V^2/2g$) en las boquillas de aspiración y descarga de la bomba. A medida que la velocidad lineal del líquido en la mayoría de los sistemas se mantiene inferior a 10ft. /seg. (3m /seg.), La carga de velocidad suele ser una parte insignificante del total, excepto en aplicaciones de baja de la cabeza¹.

1.7.5. ALTURA DE ELEVACIÓN TOTAL.

La combinación de estos valores es igual a la altura total del sistema.

Altura total= Cabeza estática + Pérdidas por fricción + Carga por velocidad Ec.1.15

1.8. SISTEMA DE BOMBEO.

Un sistema de bombeo, consiste en un conjunto de elementos que permiten el transporte a través de tuberías y el almacenamiento temporal de los fluidos, de forma que se cumplan las especificaciones de caudal y presión necesarias en los diferentes sistemas y procesos.

1.8.1. PROBLEMAS QUE SE PRESENTAN EN EL DISEÑO Y LA OPERACIÓN.

La especificación básica que debe satisfacer un sistema de bombeo, es el transporte de un caudal de un determinado fluido de un lugar a otro. Además, suele ser necesario que el fluido llegue al lugar de destino con una cierta presión, y que el sistema permita un rango de variación tanto del caudal como de la presión³. El diseño de un sistema de bombeo, consiste en el cálculo y/o selección de las tuberías, bombas, etc., que permitan cumplir las especificaciones de la forma más económica posible. Aunque el dinero suele ser una parte muy importante al final de un diseño, para que esté correctamente realizado es necesario contemplar otros aspectos como la seguridad, fiabilidad, facilidad de mantenimiento, impacto ambiental y otros factores humanos, que en muchos casos quedan fuera del ámbito del presente estudio.

En cuanto a la operación de un sistema de bombeo, hay que tener en cuenta los sistemas de regulación y control que permitan obtener el caudal y la presión deseados, así como los problemas de cavitación, inestabilidades y transitorios que se puedan producir.

1.8.2. CURVAS CARACTERISTICAS PARA LOS SISTEMAS DE BOMBEO.

Para determinar la capacidad de una o un grupo de bombas en un sistema se superponen las curvas características de la bomba (o del sistema de bombas en

serie o paralelo) sobre la curva del sistema, y la intersección indicará el flujo a través del mismo.

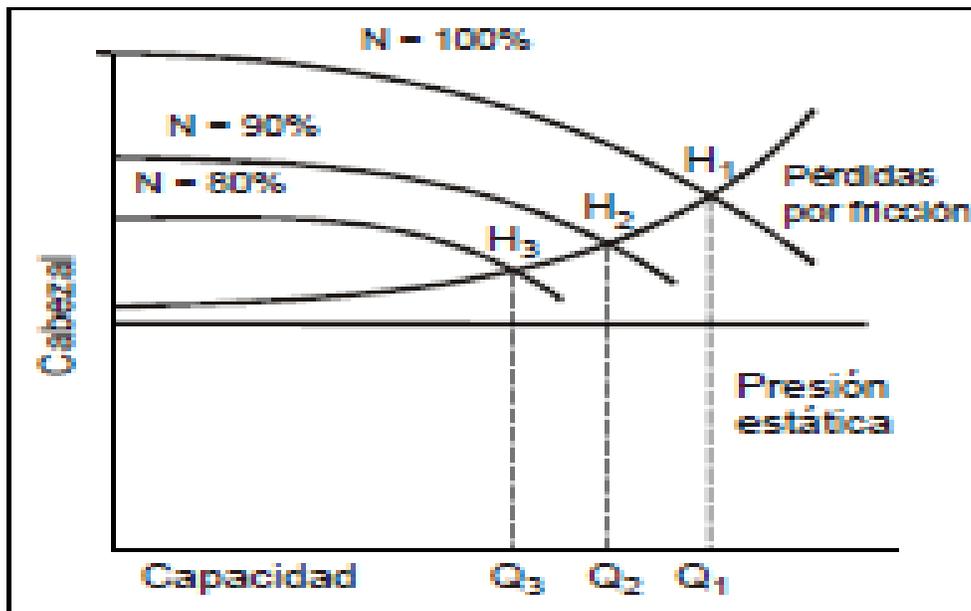


Fig.1 27 Curva de fricción del sistema típico Flowserve Corporation)

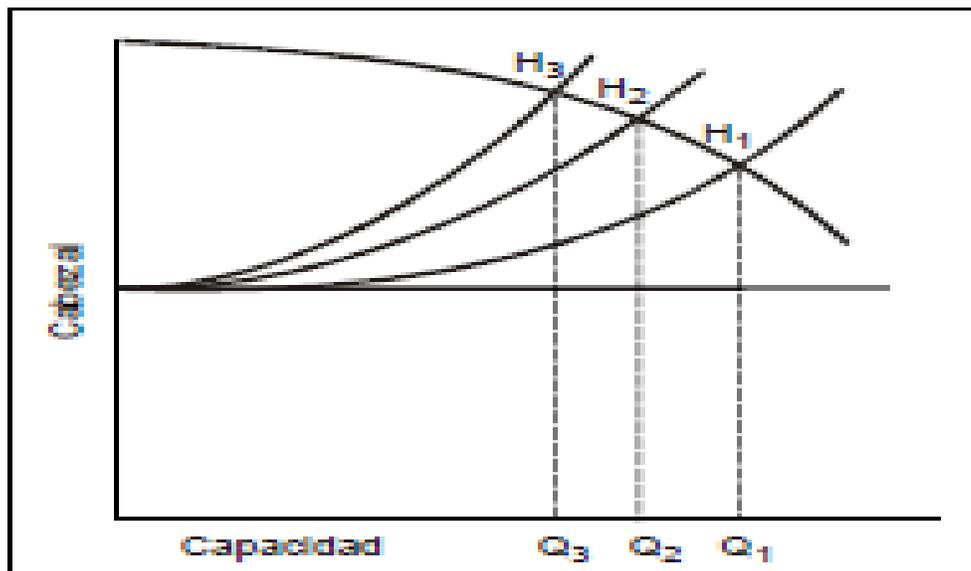


Fig.1.26 Variación de la capacidad por estrangulación. Flowserve Corporation)

1.8.3. CURVA DE FRICCIÓN DEL SISTEMA.

Las pérdidas por fricción en un sistema de bombeo son una función del tamaño del tubo, longitud, número y tipo de los accesorios, velocidad del flujo del líquido y la naturaleza de este. La gráfica de columna-capacidad lleva también el nombre de *curva de fricción del sistema*⁵, tal curva pasa siempre por el origen de la gráfica debido a que cuando no hay columna desarrollada por la bomba no hay flujo en el sistema de la tubería.

1.8.4. CURVA DE LA COLUMNA DEL SISTEMA.

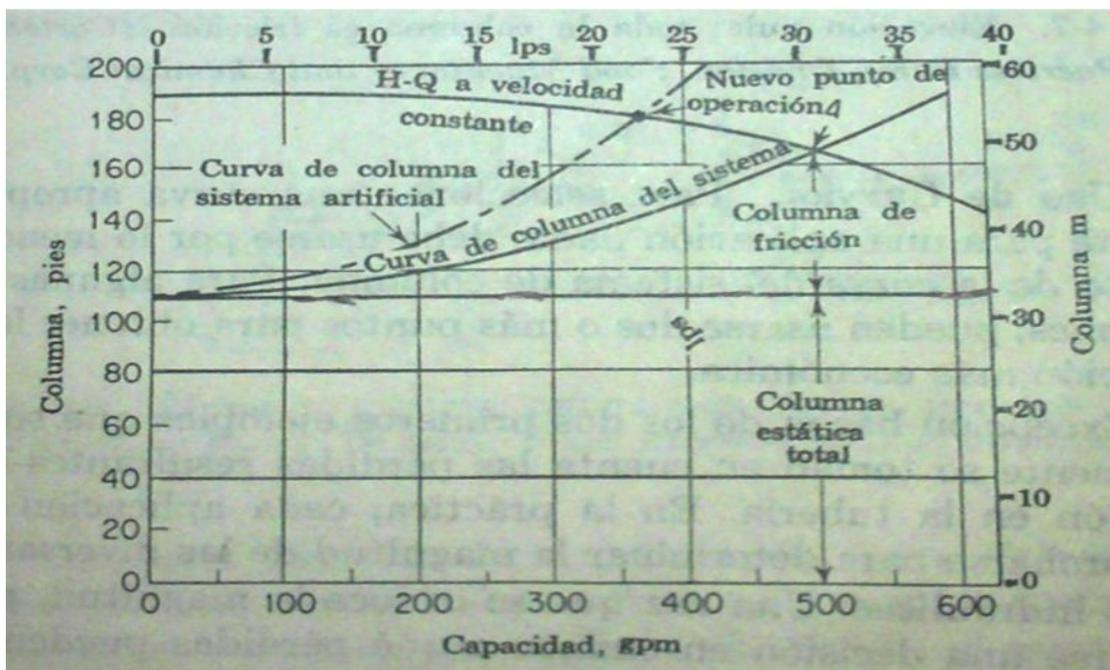


Fig.1 27 Curva de la columna del sistema superpuesta sobre la curva de capacidad de la columna de la bomba (Flowserve Corporation)

Esta curva se obtiene combinando la curva de fricción del sistema con la curva estática y con cualquier diferencia de presión en el sistema, suponiendo que la curva HQ de la bomba sobre la curva de la columna del sistema se obtiene el

punto para el cual una bomba particular opera en el sistema para el cual se ha trazado la curva (Zubicaray, 1975).

1.9. USO DE LAS BOMBAS EN CENTRALES TERMoeLECTRICAS.

Una bomba, es un dispositivo mecánico que transporta un líquido de punto a otro, transmitiéndole energía en forma de presión suficiente para superar la fricción en las tuberías y accesorios, el efecto gravitacional y/o a la presión del sistema².

Las bombas usadas en las centrales térmicas caen en la siguiente clasificación:

Alta Presión y Flujo Intermedio	<ul style="list-style-type: none">•Bombas de alimentación a calderas.
Alta Presión y Flujo Pequeño	<ul style="list-style-type: none">•Bombas de alimentación al evaporador.•Bombas de drenaje del calentador.
Presión y Flujo Intermedios	<ul style="list-style-type: none">•Bombas de agua de servicio.•Bombas de agua de lavado.•Bombas de extracción de condensado.•Bombas para extracción hidráulica de cenizas.
Presión Baja y Flujo Grande	<ul style="list-style-type: none">•Bombas de agua de circulación.

1.9.1. BOMBAS DE AGUA DE CIRCULACIÓN.

Este tipo de bombas, son las que manejan el mayor flujo en una central termoeléctrica, para este tipo de bombas la única altura que tienen que vencer es la producida por la fricción en el sistema, pues generalmente la succión y la descarga suelen estar al mismo nivel (Zubicaray, 1975).

Las pérdidas por fricción pueden ser las siguientes:

- 1) Fricción en las válvulas y la sección de tubería.
- 2) Pérdidas de carga a través de las válvulas fijas o móviles
- 3) Pérdidas de carga a través del conducto de descarga y de las válvulas de la entrada al condensador.
- 4) Pérdidas de carga a través de las cámaras de agua.
- 5) Máxima altura de velocidad creada por la bomba
- 6) Pérdidas de carga por fricción en los conductos y tuberías de descarga del condensador.



Fig.1.29 Bomba de agua de circulación. (Flowserve Corporation)

Algunas consideraciones para este tipo de bombas son:

- Las pérdidas totales a través del condensador son las más considerables.
- Las pérdidas de carga a través de las válvulas difícilmente excederán de 75 a 100 mm de agua a máximo régimen
- En canales de toma y conductos de descarga se suelen admitir velocidades de 1.2 a 1.8 m/s.
- El gasto de una bomba de circulación puede determinarse mediante el balance térmico del condensador.

En su construcción se emplea un rodete simple de doble succión; su velocidad de rotación es de 100 A 400 r.p.m., la caja parte horizontalmente a lo largo del eje, es de acero, los cojinetes del eje suelen ser del tipo pedestal con anillos de engrase en los puntos donde, el árbol atraviesa la caja, en donde se colocan prensaestopas y juntas en forma de laberinto para evitar filtraciones, las cuales son desmontables. En la parte superior de la caja, deberá tener una conexión para

purgar el aire. En algunas instalaciones se requerirá una tubería auxiliar de cebado para poner la bomba en marcha.

Considerando que este tipo de bomba, trabaja a bajas velocidades y que la altura es pequeña (generalmente entre 3 y 12m) se tienen que alcanzar rendimientos notables.

El punto anterior es importante, ya que la potencia que consume este tipo de bombas constituyen uno de los mayores gastos en energía auxiliar en las centrales. Generalmente el rendimiento de este tipo de bombas es del 85 al 90% (CONUUE, 2015).

1.9.2. BOMBAS DE ALIMENTACIÓN.

En algunas centrales medianas y pequeñas, se utilizan bombas de émbolo para la alimentación de calderas. En este tipo de bombas, la caja del engranaje está totalmente cerrada y lleva cierta cantidad de aceite y elimina el tener que disponer del vapor de escape, así mismo eleva el rendimiento volumétrico³, el extremo del motor está compuesto por un piñón y una rueda dentada en relación 4:1.



*Fig. 1.30 Bomba de agua de alimentación
<http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>*

Un controlador de nivel en la caldera, activa las bombas de alimentación de calderas.

Las bombas de alimentación de caldera ayudan a:

- Conseguir un ahorro energético y una eficacia de funcionamiento considerables, al subir la temperatura del agua de alimentación de la caldera.
- Evitar choque térmico en la caldera (unidad de alimentación de la caldera) o en el desaireador (depósito de compensación) al subir la temperatura del agua de alimentación.
- Evitar que se sequen las calderas modernas más pequeñas.

El trabajo de este tipo de bombas, consiste en inyectar en la caldera el condensado que recibe de un calentador de desaireación en el sistema de alimentación abierto, o bien el agua de un tanque o de una bomba secundaria, en el sistema cerrado de la alimentación, venciendo diversas resistencias las cuales serían (Enginnering, 1990):

- 1) La presión en el tubo de aspiración (debe ser positiva por la temperatura del agua y la tendencia a la cavitación.)
- 2) Diferencia estática de alturas entre la entrada a la caldera y el eje de descarga de la bomba.
- 3) Fricción en la tubería de alimentación.
- 4) Pérdida de carga en uno o más calentadores de alta presión.
- 5) Pérdida de carga en el regulador de alimentación y en las válvulas de sobrepresión.
- 6) Pérdidas de carga en el economizador.
- 7) Presión interior en la caldera.

La resistencia a vencer más crítica por parte de la bomba, es la presión de la caldera para poder alimentarla. De acuerdo al tipo de central, el regulador de alimentación requerirá de 3.5 a 14 Kg/cm². La presión a vencer aumenta a medida que el gasto de la bomba se reduce (Enginnering, 1990).

El exceso de presión que la bomba deberá mantener sobre la presión de la caldera, varía según la presión de ésta. En un ciclo cerrado, la bomba extractora de

condensado descarga el condensado a una presión de 7 a 14 Kg/ cm² en la tubería de aspiración de la bomba alimentadora (Enginering, 1990).

Se debe de regular la velocidad debido a que existe un ascenso de presión de la bomba de alimentación y debido a la caída rápida de presión en el sistema con cargas parciales. La elevación de presión puede ser del 15 al 20% (Enginering, 1990).

La capacidad de la bomba de alimentación, puede determinarse por un balance térmico en el que se indiquen los flujos de entrada y de salida en el equipo. La bomba debe de ser capaz de proporcionar agua suficiente a la caldera para mantener la máxima producción. La potencia de la turbina determina la capacidad tanto de la caldera como la de la bomba de alimentación.

Para presiones de 28 Kg/cm²., la caja de la bomba puede hacerse de fundición pesada con o sin empaquetadura en la junta entre las mitades superior e inferior. Para presiones mayores se emplea la caja de acero fundido. La fuerza motriz para la bomba de alimentación de la caldera depende en gran medida del equilibrio térmico de la central. Pueden utilizarse bombas de relevo de la turbina en caso de falla eléctrica.

Los motores para las bombas de alimentación, suelen ser de inducción y velocidad constante. Para aumentar la presión, se deben añadir escalones a la bomba, aunque hay que tener precaución con los empaques para alta presión ya que debido al agua caliente requiere de un diseño especial.

Debido a su elevada velocidad y gran aumento de presión por escalón, el rendimiento de una bomba de alimentación, no es tan elevado como el de una bomba de circulación. Generalmente el rendimiento es del 70 a 75% (Carter, 1966).

1.9.3. BOMBAS DE CONDENSADO.

Las bombas de condensado, están diseñadas para recoger condensado líquido en ubicaciones remotas en un sistema de vapor y moverlo a la sala de calderas³. El condensado se puede impulsar con electricidad o vapor. Las unidades accionadas por motor normalmente tienen bombas de tipo centrífugo e incluyen controles que desactivan la bomba cuando el nivel de agua del colector es bajo.

Estas bombas, se construyen ordinariamente con dos o más escalones dependiendo de la altura total que deban desarrollar, además se deben instalar con un relevo, ya que, si existe un problema en la bomba principal, la de relevo ayudara a que no se detenga la instalación. Si se emplea un sistema de alimentación abierto, la bomba entregará el agua condensada a través de eyectores de chorro de vapor y del calentador de baja presión al calentador abierto o de desaireación (Zubicaray, 1975).



Fig.1.31 Bomba de agua de condensado (Flowserve Corporation)

En un sistema de alimentación cerrado, la bomba entregará el agua a la aspiración de la bomba de alimentación. La presión que debe de desarrollar la bomba en este tipo de sistemas se descompone de la siguiente manera:

- 1) Presión de aspiración (alrededor de 10m).
- 2) Pérdida de carga en el eyector de vapor.

- 3) Pérdida de carga en el calentador de baja presión.
- 4) Pérdidas por fricción en tuberías y accesorios.
- 5) Desnivel estático entre el eje de descarga de la bomba y la entrada del calentador.
- 6) Presión existente en el calentador de desaireación.

Las pérdidas en el eyector y en el calentador, las dan las casas constructoras y las pérdidas por fricción las cuales se pueden calcular analíticamente. La cantidad de agua que debe de extraerse se determina generalmente por el balance térmico y es igual al flujo de admisión de la turbina deduciendo las extracciones. La altura de elevación variará de 38 a 120 metros y la bomba constará de 1 a 2 escalones generalmente. Una bomba de condensado tendrá un rendimiento del 70 a 75% bajo condiciones de régimen (Enginnering, 1990).

Una unidad accionada por motor típica, consta de un colector de fundición o acero soldado de 3/16 pulgadas de espesor, con un motor eléctrico estándar, en la industria que está directamente acoplado a una bomba centrífuga ajustada en bronce.

Las bombas de condensado permiten: Conseguir un ahorro de energía considerable al recoger el condensado ya calentado y devolverlo a la caldera, bajando en consecuencia el consumo de combustible necesario para calentar el agua de recuperación mucho más fría. Reducir los costes de explotación al reutilizar condensado ya tratado químicamente y en consecuencia reducir el consumo de productos químicos adicionales necesarios para tratar el agua de recuperación recién obtenida.

CAPITULO II

2. IMPORTANCIA DE MEJORAR LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN SISTEMAS DE BOMBEO.

La importancia de una reducción en el consumo de energía manteniendo los mismos servicios, sin disminuir la calidad del producto impacta no sólo en el aspecto económico, sino también al medio ambiente, asegurando una mejor eficiencia en el S.B. y fomentando un comportamiento sostenible.

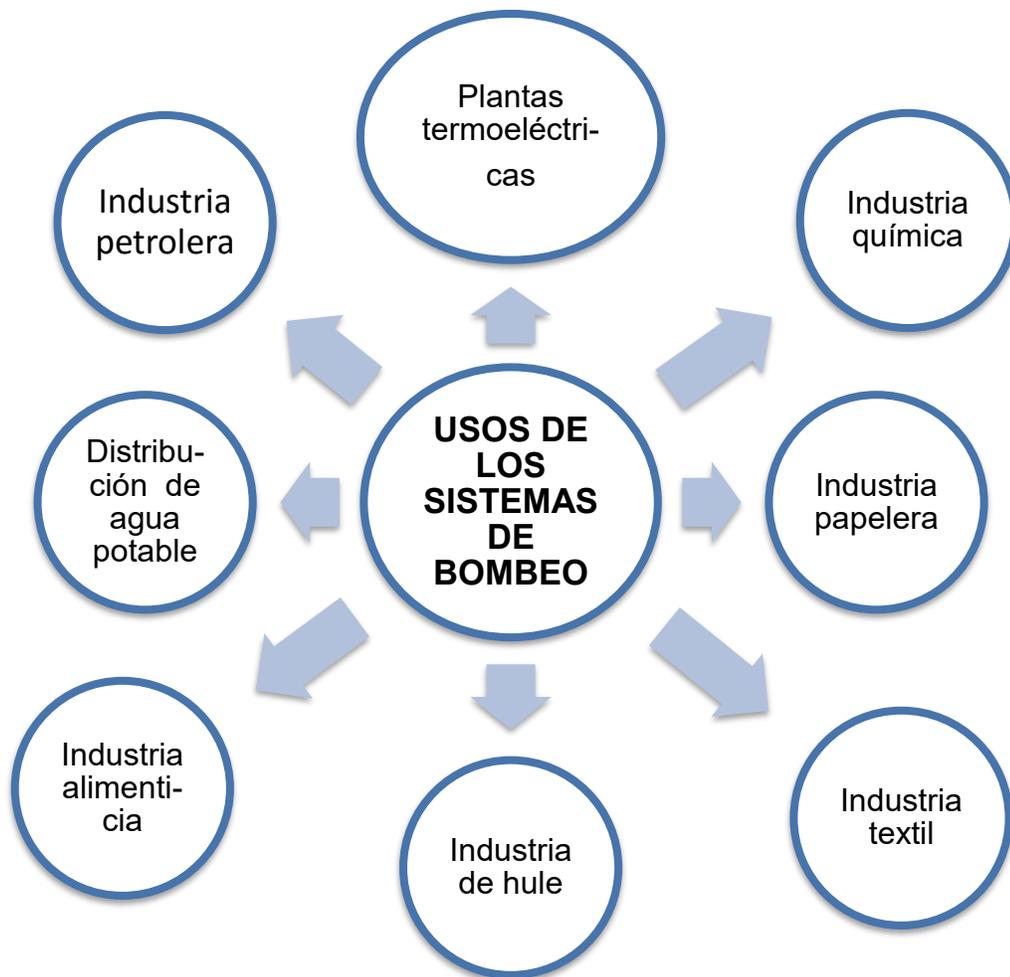


Diagrama 2.1 Usos generales de los sistemas de bombeo creación Diana Becerril Mejía datos tomados (Ing. Manuel Viejo Zubicaray, *Bombas (teoría, diseño y aplicaciones)*, Ed. Limusa, Segunda Edición, México, D.F. 1975)

En vista de la gran importancia de los sistemas de bombeo en diversas industrias, el diagrama 2.1 muestra algunas de las más importantes.

2.1. PLANTAS TERMOELÉCTRICAS.

Los principales elementos de una planta termoeléctrica son la caldera y el grupo de turbogenerador, en el primer elemento, la caldera, se efectúa la transferencia de energía del combustible al vapor de agua. En el siguiente elemento, la turbina de vapor, se da la transformación de la energía del vapor a energía mecánica, la cual a su vez será transformada por el generador en energía eléctrica. Con el fin de mejorar el ciclo, se conecta un condensador en la descarga de la turbina, incrementando la caída de presión, con lo cual se logra una mayor transferencia de energía. Además, el condensador recupera una gran parte del agua condensada, la cual había sido suministrada a la caldera (Zubicaray, 1975).

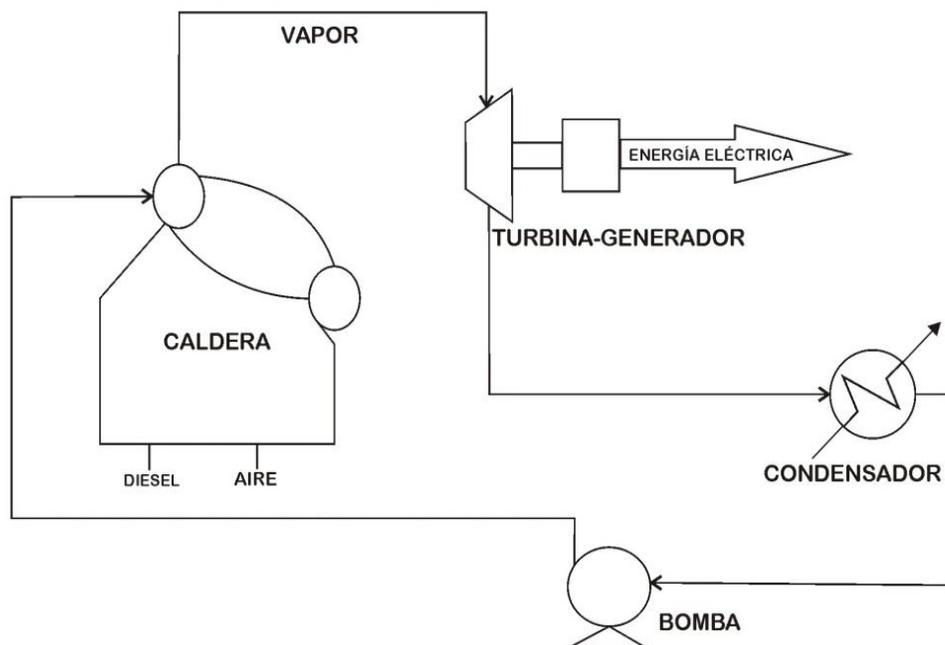


Fig. 2.1 Esquema general del proceso de transformación en una planta termoeléctrica

En el ciclo de alimentación a la caldera y de condensado requiere un sistema de varias bombas entre las cuales se destacan: bomba de condensado; la cual envía el agua desde el condensador hasta los calentadores, la bomba de alimentación de agua a la caldera y la bomba de circulación, la cual impulsa el agua fría a través de los tubos del condensador con lo cual se condensa el vapor.

Las bombas principales que se encuentran en una planta termoeléctrica son:

1. Bombas de agua de alimentación.
2. Bombas de aceite combustible.
3. Bombas de condensado.
4. Bombas para agua de servicios generales.
5. Bombas de aceite lubricante.
6. Bombas de extracción de condensado.
7. Bombas de vacío.

Entre otras.

En este tipo de industrias resulta particularmente sensible el buen funcionamiento de los S.B., según estudios realizados en la Universidad del Sur de Illinois, el consumo de agua de una planta termoeléctrica entre 3.8 y 182 litros por kWh. Específicamente, una planta termoeléctrica con un solo ciclo de circulación de agua, consume 166 litros de agua por kWh; si éste sistema incluye lagunas para el agua de enfriamiento, la cantidad se reduce a 91 litros por kWh; y si lo que utiliza en un circuito cerrado con torres de enfriamiento, su consumo es de 3.8 litros por kWh (Enginering, 1990).

Extrapolando estos datos a México, donde cerca de 188,000 millones de kWh se generaron con plantas termoeléctricas en 2015 (incluyendo a las carboeléctricas y la central nuclear de Laguna Verde) y considerando un valor bajo de intensidad de uso de agua (de 3.8 litros por kWh), el consumo diario de agua de estas plantas

es de 22.53 metros cúbicos por segundo, equivalentes a 1.5 veces la cantidad de agua que el Sistema Cutzamala entrega a la Ciudad de México y al Estado de México (CONUUE, 2015).

El agua representó el 6.4% de las fuentes primarias de energía en el mundo y 5.1% en México. Como electricidad, en México constituyó ese mismo año el 17% del total generado en el país. La electricidad utilizada para el bombeo de agua implicó el 6.5% del consumo total del país. Se estima que en México se consume al año el equivalente a 4.6 mil millones de kg de gas LP para calentar agua. Como elemento para procesos de enfriamiento en plantas termoeléctricas, se estima que el consumo de agua equivale, cuando menos, a 1.5 veces la cantidad de agua que el Sistema Cutzamala entrega al Distrito Federal y al estado de México (CFE, 2015).

2.2. INDUSTRIA PAPELERA

La fabricación de pulpa de papel y sus derivados consiste en separar fibra de celulosa y transformarla en una pasta adecuada para la manufactura del papel, cartón, celofán y una gran variedad de productos.

En una fábrica de pulpa se utilizan S.B. que pueden manejar desde líquidos tales como agua, ácidos, sosas, licor blanco, licor negro y verde, en esta industria las bombas manejan pastas cuya consistencia varía de 1 a 6% en peso y tienen impulsores tipo inatascable con el menor número de aspas (generalmente 2), en algunos casos se necesita una bomba auxiliar especial o un alimentador tipo tornillo. El cual ayuda a la pulpa de alta consistencia a entrar a la bomba (Enginnering, 1990).

La principal materia prima para fabricar pulpa celulósica es la madera. La madera está formada por fibras de celulosa unidas mediante una sustancia denominada lignina. Lo materiales vegetales se muelen, cuecen, digieren, desfibran, deslignifican o refinan, para convertirse en pulpas celulósicas según la

maquinaria y acción utilizadas. Estos procedimientos se denominan “pulpados” y su propósito es la liberación de las fibras. En el pulpado químico, las astillas de madera se cuecen con productos químicos adecuados en solución acuosa a temperaturas y presiones elevadas. La sustancia que mantiene unidas las fibras (lignina de la lámina media) es disuelta químicamente hasta un punto en que se hace posible el desfibrado sin tratamiento mecánico. La desventaja de estos procedimientos es que tienen un gran consumo de madera con bajos rendimientos. Estos métodos eliminan la mayor parte de la lignina, pero también degradan una cierta cantidad de celulosa y hemicelulosas, por lo que el rendimiento en pulpa es cercano al 50% (por cada tonelada de madera seca se obtiene media tonelada de pulpa). Los dos métodos principales son: el proceso kraft (alcalino) y el proceso al sulfito (ácido). El proceso kraft ha llegado a ocupar una posición dominante debido a sus ventajas en la recuperación de productos químicos y en la resistencia de la pulpa. En el pulpado mecánico las fibras se separan por arrancamiento (sin disolver prácticamente nada de material). Son procesos con los que se obtienen rendimientos muy elevados, pero el desfibrado provoca rupturas en las paredes celulares y las pulpas poseen características muy particulares, útiles solamente para algunos tipos de papel.

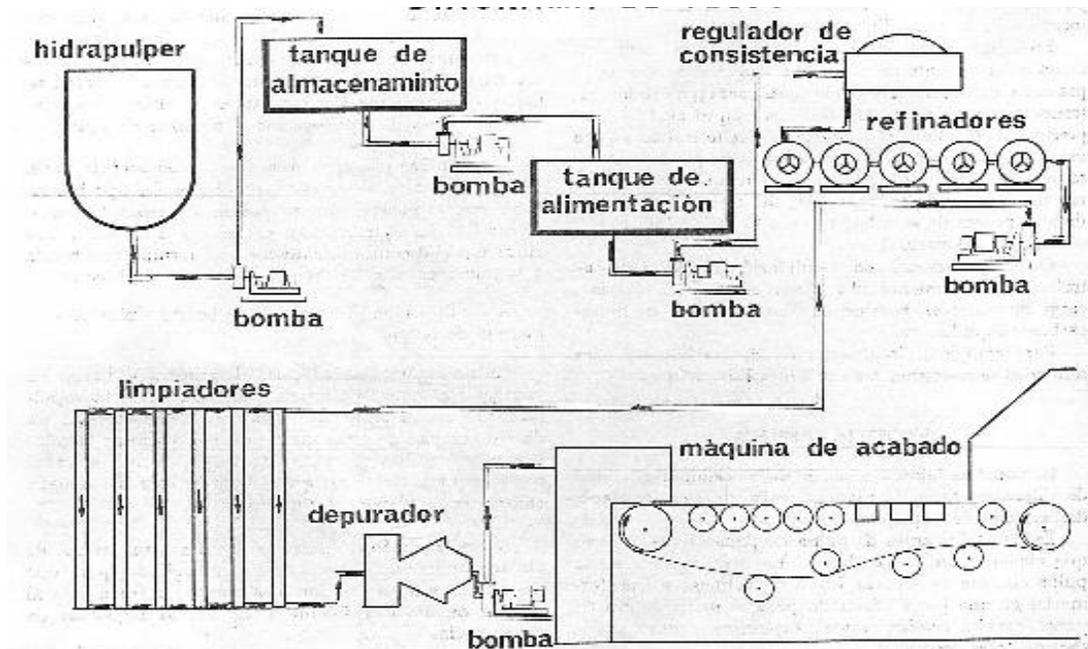


Fig.2.2 Proceso kraft para la obtención de papel Ing. Manuel Viejo Zubicaray, *Bombas (teoría, diseño y aplicaciones)*, Ed. Limusa, Segunda Edición, México, D.F. 1975).

El proceso comienza en el hidropulpado que es un recipiente el cual tiene un rotor con un diseño en el contiene aspas para moler o desfibrar la celulosa que se utiliza en el proceso, según sea el tipo de papel producido, en el hidropulpar se puede agregar colorante y componentes químicos. La pasta es bombeada a un tanque de almacenamiento, este tanque tiene un agitador para que la pasta no se asiente. Esta pasta es bombeada al regulador de consistencia.

Del regulador de consistencia la pasta es enviada por la acción de la gravedad a los refinadores, en la salida de los refinadores se requiere otra bomba para que la pasta sea enviada a los limpiadores y al depurador donde finalmente se bombea a la confeccionadora de papel.

Durante este proceso resulta de vital importancia los equipos de bombeo de pulpa de papel, las fugas y derrames de pulpa en las bombas de pasta, genera pérdidas de recurso fibroso necesario para el proceso productivo.

La emigración de la pulpa derramada al efluente de fábrica, trae como consecuencias perdidas de materia prima, que, si se evitaran, irían directamente al proceso productivo de papel de aproximadamente unos 242 TM/año, que tienen un costo financiero aproximado de 40,000.00 USD/año (Zubicaray, 1975).

El proceso de pulpa de papel, es una mezcla ternaria o cuaternaria de fluidos (agua, material fibroso, químicos y otros), con aproximadamente el 95% de agua. Lo que resulta en un consumo de agua bastante considerable, por ello el contar con un S.B. eficiente además de buenas medidas de operación en los demás equipos resulta de suma importancia en este tipo de industria.

Específicamente en este tipo de industria los S.B. resultan ser fundamentales para llevar a cabo el proceso, y por tal motivo resultan ser especialmente sensibles a problemas operacionales tales como: fugas de pulpa de papel, fugas de químicos

contaminantes, saturación de efluentes a la planta clarificadora, sumándose posibles fallas en la parte operativa.

2.3. INDUSTRIA TEXTIL.

Las bombas para fábricas de textiles manejan una gran variedad de líquidos comunes, en los que se incluyen agua, colorantes, sulfuros de carbono, ácidos, sosa cáustica, acetatos, solventes, alcohol, decolorantes, peróxidos de hidrógeno, sales, engomados y butano. En algunos procesos como en la producción de fibras sintéticas se requiere un control extremadamente cuidadoso en las condiciones de bombeo, ya que si existen materia extraña puede alterar el color de la fibra, en este caso la elección de aleaciones de alta calidad para la construcción de bombas se puede justificar.

Se usan muchas bombas de medición y dosificación en las aplicaciones textiles para manejar las soluciones de decolorantes, control de pH del agua de lavado de las fibras sintéticas, control de color en el teñido, carbonización de la lana, etc. Este tipo de industria comprende multitud de procesos y/o tratamientos específicos destinado a dar a los hilos y a los tejidos propiedades y características concretas.

APLICACIONES EN LA INDUSTRIA TEXTILERA:

Las bombas centrífugas son aplicadas extensamente en los departamentos de proceso y manufactura en cualquier tipo de instalación textil, cuando es manejada agua y otros líquidos limpios y fríos que no sean corrosivos se utilizan bombas de diferentes diseños. Para ácidos y bases; en la que se incluyen materiales como engomado caliente son utilizadas bombas del tipo químico, en algunos diseños se encuentran esteperos los cuales trabajan a baja presión de succión además de utilizar un impulsor semiabierto con cuña.

Algunas de las bombas que se utilizan en licores de teñido tienen una válvula de cuatro guías, las cuales permiten la inserción del flujo en la cuba sin parar la bomba. Para el manejo de látex, las bombas tienen aditamentos especiales para ser desarmados más rápidamente, éstos se usan para permitir una limpieza más fácil, las unidades son similares o casi idénticas a las bombas centrífugas de tipo sanitario.

En estas instalaciones se utilizan columnas de bajas a medianas, la presión requerida raramente excede los 14 kg/cm², la capacidad puede ir de mediana a grande (Zubicaray, 1975).

En las instalaciones textiles se utilizan ablandadores de agua de zeolite, los cuales dan un agua suave, la cual es manejada muy fácilmente en bombas con aditamentos de bronce. Los empaques de teflón son más utilizados, además de los sellos mecánicos que dependen del líquido a manejar. Por lo general se utilizan una por servicio con relativamente pocas unidades de reserva.

Dependiendo del tipo de fibra, o del efecto de acabado que se desea dar, se utilizan variados métodos físicos y químicos. Entre los procedimientos habituales destacan los siguientes:

- *Ablandado*: Es una operación consistente en eliminar la aspereza de las hilachas del yute o del cáñamo debidas a las incrustaciones de impurezas que mantienen unidas las fibrillas elementales.
- *Acabado*: Operaciones que se llevan a cabo sobre un tejido crudo para adecuarlo a su uso final. Las principales son: repasado, lavado, cepillado, enrasado, chamuscado y apresto. El acabado castor es un acabado especial que se confiere a la lana para conseguir una superficie cubierta de pelo aplastado. El acabado denominado "Sajonia" es un tipo de acabado que proporciona suavidad a un tejido.

- *Agramado*: Es una operación consistente en machacar y espadillar el lino, cáñamo, yute, etc., después de su maceración, para conseguir las fibras limpias.
- *Alisado*: Es una operación consistente en tratar los hilos de lana a cierta tensión, sometidos a temperatura y humedad adecuadas, para evitar su posterior rizado.
- *Azufrado*: Es un proceso de blanqueado al cual se someten las lanas mediante emanaciones de azufre.
- *Muarado*: Es un proceso que consiste en el tratamiento de una superficie para que aparezca con visos y aguas; el muarado de tejidos, se efectúa haciéndolos pasar por calandrias de muarar que, al aplastar el grano del tejido, le confieren un acabado tornasolado (muaré), y la irregularidad del proceso es lo que proporciona un acabado tornasolado o en forma de aguas.
- *El tintado*: Una vez confeccionados tanto los hilos como los tejidos, se someten a operaciones de tintado para conferirles el color deseado. Para ello, se recurre a productos químicos si las fibras no incorporan ya el color pretendido antes de la hilatura.
- *La merceración*: Es un proceso textil que consiste en el tratamiento de las fibras de algodón o hilo (normalmente bajo tensión) con hidróxido de sodio concentrado. Mediante este proceso, el algodón adquiere cierto brillo sedoso, se hace más resistente a la tracción, presenta mayor afinidad por el tinte y aumenta su reactividad química frente a diversos procesos de acabado.
- *Blanqueo*: La mayoría de las empresas que realizan el proceso de blanqueo utilizan el peróxido de hidrógeno (H_2O_2), que es el más importante blanqueador; aunque también utilizan con menor frecuencia al hipoclorito de sodio ($NaClO$) o clorito de sodio. Los potenciales redox de estas sustancias bajo condiciones normales dependen mucho del pH. En el caso de H_2O_2 su potencial redox facilita que pueda ser empleado en proceso en frío o en

caliente y además ofrece ventajas técnicas y ecológicas sobre el NaClO y el NaClO₂.

- *Teñido*: Proceso que puede generar más contaminación, debido a que requiere el uso no solamente de colorantes y químicos, sino también de varios productos especiales conocidos como auxiliares de teñido. Estos materiales constituyen una parte integral de los procesos de teñido (por ejemplo, agentes reductores para el teñido con colorantes de tina) incrementando las propiedades de los productos terminados y mejorando la calidad del teñido, la suavidad, la firmeza, la textura, estabilidad dimensional, resistencia a la luz, al lavado, etc.



Fig.2.3 Diagramas de bloques de distintos tipos de telas creado por Diana Becerril Mejía con datos obtenidos de Ing. Manuel Viejo Zubicaray, *Bombas (teoría, diseño y aplicaciones)*, Ed. Limusa, Segunda Edición, Mexico, D.F. 1975).

Dentro de las complicaciones que surgen en este tipo de industria referente al S.B. se encuentran las siguientes:

Fuga de agentes tales como peróxido de hidrógeno, NaClO y el dióxido de thiourea, entre muchas otras sustancias. Otro punto importante es la calidad del agua, ya que es de gran importancia para procesos como el teñido y las impurezas insolubles y las sales de metales pesados pueden causar problemas durante este proceso tales como (Zubicaray, 1975):

a) La formación de compuestos escasamente solubles de sales con colores aniónicos, ocasionando problemas de dispersión, filtrado, des igualación en la coloración, entre otros.

b) La formación de complejos estables con las moléculas del colorante, causa cambios en la tonalidad, acompañado por la pérdida de brillantez.

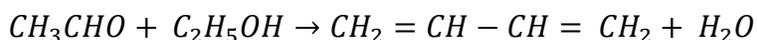
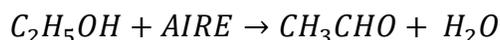
Por lo tanto, purificadores y ablandadores del agua son añadidos al baño de teñido para atrapar los cationes multivalentes, especialmente iones de calcio, de magnesio y sales de hierro, evitando que puedan interferir con el proceso de teñido³.

Debido a que muchas de las sustancias utilizadas en los distintos procesos textiles son bastante agresivas al equipo es determinante dar mantenimiento frecuente tanto a tuberías como a los empaques de las bombas.

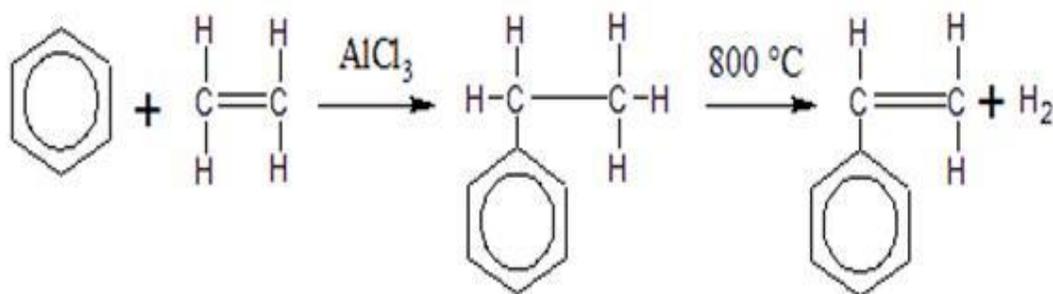
2.4. INDUSTRIA DEL HULE.

Los líquidos bombeados son: solventes, aceites suavizadores, catalizadores, salmueras, estireno, butadieno, látex, licores, etc. En ésta industria su utilizan bombas de baja presión, y generalmente de tipo centrifuga, las bombas reciprocantes se utilizan para gastos pequeños y presiones elevadas, entre los usos típicos se encuentra la alimentación de medidores, inyección de lubricantes y otros compuestos, etc. (Zubicaray, 1975).

Para obtener butadieno, lo primero que se produce es una oxidación catalítica del alcohol a acetaldehído, dicha reacción se lleva a cabo en el primer reactor y en el segundo reactor, reacciona el acetaldehído, obtenido en el primer reactor, con más alcohol en presencia de un catalizador para formar butadieno.



El estireno se prepara a partir de benceno y acetileno mediante la reacción de Friedel-Crafts. El etilbenceno obtenido se deshidrogena por su mezcla con vapor a 800°C en presencia de un catalizador de bauxita.



El caucho SBR se prepara por la técnica de polimerización en emulsión, a una temperatura de 50°C. Según esta técnica, se añade jabón al agua que actúan como emulsionantes. Después el estireno y el butadieno emulsionan por agitación en medio acuoso. Seguidamente se adicionan los iniciadores de polimerización (sulfoxilato de sodio) comenzando este proceso. El producto de la reacción es un látex. A este látex se le añade un antioxidante (hidróxido de p-mentano) que sirve para estabilizar el polímero contra la oxidación hasta su utilización final. Se coagula por adición de ácido sulfúrico, también puede utilizarse salmuera o sulfato de aluminio. Se seca, se comprime y se embala. En la figura 2.4 se describe el proceso para la producción del caucho SBR

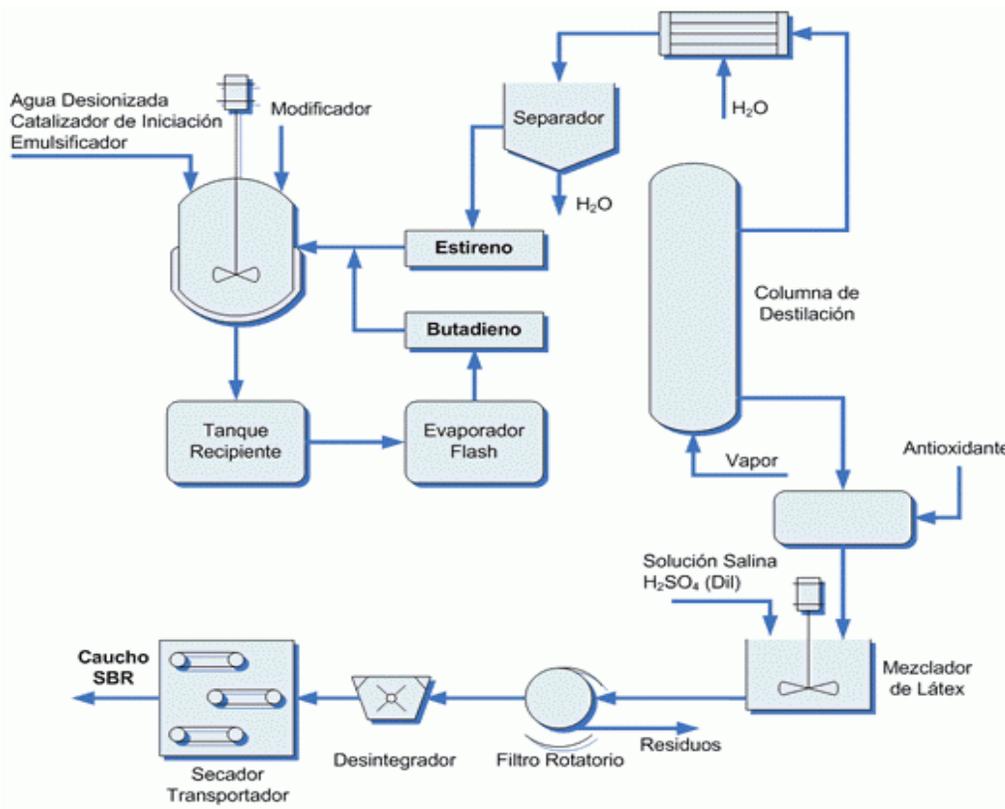


Fig. 2.4 Proceso de obtención del caucho SBR (<http://www.uhu.es>)

2.5. BOMBEO EN LA INDUSTRIA ALIMENTICIA.

Generalmente las bombas para el manejo de alimentos o “bombas sanitarias” como también se las conoce, deben tener características especiales que no son necesarias en otros tipos de servicio. Para esta aplicación específica, las bombas sanitarias deben reunir las características siguientes³:

- a) Gran resistencia a la corrosión.
- b) No deben producir espuma o triturar los alimentos.
- c) Deben ser fáciles de limpiar interiormente
- d) Poseer un sistema de lubricación totalmente estanco.
- e) Tener el menor número de partes que se desgasten durante su funcionamiento.
- f) Sus empaques deben estar totalmente sellados del lado interior de la carcasa

g) Las superficies interiores de las carcasas deben ser tersas y sin esquinas.

Las bombas generalmente están hechas de acero inoxidable, monel, aluminio, hierro, cristal, porcelana u otras aleaciones especiales, las tuberías y accesorios son de acero inoxidable, aleaciones de níquel, hule duro, cristal o plástico (Zubicaray, 1975).

Dichas bombas suelen ser centrífugas, rotatorias o reciprocantes y se fabrican en una gran variedad de tipos, según el fluido a manejar.

Para evitar que las aletas del impulsor dañen la apariencia de los alimentos, las bombas de esta clase tienen impulsores con sólo una o dos de ellas y, a menudo, se fabrican con el impulsor del tipo “caracol”, sin aletas. Estas últimas pueden manejar suavemente y sin maltratar los alimentos tales como las manzanas, naranjas, fresas, maíz, ostiones, camarones, huevo, aceitunas, jugos de frutas, etc. Para alimentos que contienen pocos sólidos tales como el jugo de caña, purés, aceites vegetales se usan bombas centrífugas normales, aunque de materiales que no los contaminen. Cuando se trata del bombeo de líquidos en el cual no debe ningún contacto con metales, se utilizan bombas de tubo flexible³.

2.6. SISTEMA DE BOMBEO PARA LA DISTRIBUCIÓN DE AGUA POTABLE.

Los S.B. para la distribución de agua potable son un conjunto de estructuras civiles, equipos, tuberías y accesorios, que toman el agua directa o indirectamente de la fuente de abastecimiento y la impulsan a un reservorio de almacenamiento o directamente a la red de distribución. Los componentes básicos de una estación de bombeo de agua potable son los siguientes (Zubicaray, 1975):

- Caseta de bombeo.
- Cisterna de bombeo.

- Equipo de bombeo.
- Grupo generador de energía y fuerza motriz.
- Tubería de succión.
- Tubería de impulsión.
- Válvulas de regulación y control.
- Equipos para cloración.
- Interruptores de máximo y mínimo nivel.
- Tableros de protección y control eléctrico.
- Sistema de ventilación, natural o mediante equipos.
- Área para el personal de operación.
- Cerco de protección para la caseta de bombeo.

Las bombas que se manejan generalmente son bombas centrífugas con impulsores de flujo mixto o de flujo axial que pueden manejar gastos elevados con presiones también se utilizan bombas sumergibles. El proyectista de acuerdo a las características del proyecto, seleccionará el tipo de bomba más adecuada a las necesidades del mismo.

En México existen 2,436 sistemas de agua municipales que consumen 3,771 GWh/año de energía para proveer 282 m³/s de agua potable en todo el país. En promedio, de esta energía cerca de un 22% se pierde en la bomba, 14% en el motor, 19% en fugas, 5% en pérdidas de carga, 3% en pérdidas eléctricas y 1% en pérdidas en la succión, lo que significa que sólo un 36% de la energía suministrada se convierte en trabajo útil para bombear el agua a su destino final (CONUUE, 2015).

Un dato importante es que entre el 2 y 3 por ciento [Aproximadamente 2016 Petacalorías (el equivalente a 8 Quads, 1 Quad=1015 BTU)] de la energía que se consume en el mundo se utiliza para el bombeo y tratamiento de agua para las poblaciones urbanas y el sector industrial lo que remarca la importancia que toman los sistemas de bombeo de aguas municipales. El Sistema Cutzamala mueve 14.7

m³ por segundo (1.3 millones de m³ por día) hacia la Ciudad de México, en un recorrido vertical de 1,100 metros y un horizontal cercano a los 140 kilómetros. En esas condiciones, el Sistema Cutzamala debe estar consumiendo cerca de 2,800 GWh al año (CONUUE, 2015).

Fig.2.5 Esquema típico de una estación de bombeo.

2.7. INDUSTRIA QUÍMICA.

La industria química requiere bombas, para manejar sustancias de diferente naturaleza. Los materiales en estado líquido tienen distinta composición química, corrosividad, viscosidad, y consistencia por lo que se requieren diferentes tipos de bombas. Las bombas centrífugas, son utilizadas para manejar aproximadamente un 90% de los líquidos corrosivos. Ya que las bombas centrífugas presentan una holgura más amplia, lo que significa una gran ventaja al utilizar aleaciones inoxidables (Zubicaray, 1975).

Los principales materiales usados en las bombas para a industria química son: acero inoxidable, vidrio, plástico, grafito, acero, bronce, fierro, porcelana, así como una gran cantidad de materiales resistentes a la corrosión y abrasión. Los líquidos que se manejan abarcan desde; ácidos, bases, cloruros, sales, acetatos, almidones, etc. Las bombas para esta industria se construyen en varios diseños especiales. En cuanto a las fugas, esto se resuelve con bombas provistas de sellos mecánicos de materiales especiales. También se han diseñado bombas conocidas con “cero fugas” las cuales son de movimiento magnético.

También se usan bombas con motores de cierres herméticos, en lo que se refiere al problema que se presenta con los líquidos muy abrasivos, se ha recurrido a colocar recubrimientos de sustancias sintéticas las cuales pueden ser

reemplazadas periódicamente, sin que sea afectado el principal material de la carcasa. Existen diseños especiales para bombear metales fundidos y para manejar sustancias con sólidos en suspensión. Entre las bombas rotatorias, las más conocidas son las bombas de tornillo simple, para gran variedad de productos cáusticos, ácidos, colorantes, etc.

Las bombas de volumen controlado, de medición y dosificación se usan en procesos químicos y metalúrgicos para inyectar pequeñas cantidades de líquido. Las bombas de diafragma accionadas por aire, tiene gran demanda en las plantas químicas y metalúrgicas.

2.8. INDUSTRIA PETROLERA.

Las bombas que se usan en esta industria se dividen en 8 grupos:

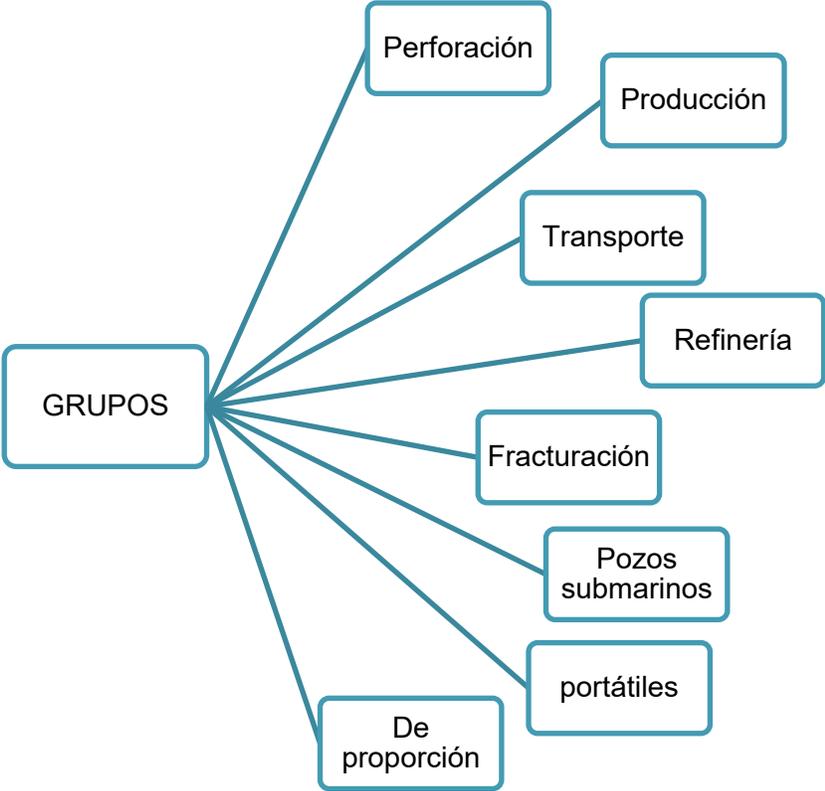


Diagrama 2.2 Diagrama de los 8 grupos de la industria petrolera. Ing. Manuel Viejo Zubicaray, Bombas (teoría, diseño y aplicaciones), Ed. Limusa, Segunda Edición, México, D.F. 1975)

PERFORACIÓN

Las bombas para lodo son por lo general unidades reciprocantes de cualquiera de sus tipos ya conocidos, para permitir la facilidad de inspección y el mantenimiento de las válvulas del extremo líquido, son generalmente del tipo recipiente. Para la mayor parte de las operaciones de perforación, la bomba de lodo debe desarrollar presiones bastante altas hasta unos 190 kg/cm^2 con gastos moderados (Zubicaray, 1975).

Hasta hace poco tiempo las bombas solían operar individualmente, hoy no se ha demostrado que es factible la operación en serie o en paralelo. Muchas de las bombas de lodo se encuentran dentro de los 30 a 60 l/s. El lodo de perforación que maneja este tipo de bombas pesa alrededor de 1.3 a 20 kg/lt, las bombas de vapor de acción directa vienen provistas de pilotos que indican las fugas de lodo más allá del empaque externo que se usa en el extremo líquido (Zubicaray, 1975).

Para que se reduzca la magnitud de los impulsos de presión de descarga, la mayoría de las bombas de presión están equipadas con una cámara de impulsos de algún tipo, éstas protegen la bomba, la línea de descarga y la manguera rotatoria de las presiones de impulsos oscilantes. En algunos diseños la variación de descarga es de menos de 5%, con esta variación tan pequeña es muy poco probable que se lleguen a romper los pernos en el extremo del líquido.

Las bombas de lodo del tipo de potencia por lo general se encuentran movidas con una banda y por una máquina de combustión interna, en cambio las bombas de potencia reciprocantes horizontales son usadas también para el perforado con chorro en actividades de agujeros de un diámetro pequeño, perforaciones de núcleo, entre otros, mientras que las bombas más pequeñas son usadas para el mezclado de lodo y la transferencia, los principales servicios de estas

bombas son en equipos portátiles de perforación para profundidades de 900 a 3,650 m y los equipos unitarios de 3,650 a 6,100 m ó más.

PRODUCCIÓN

En la producción se utilizan tres tipos de sistemas de bombeo mecánico para extraer el crudo de los pozos de producción y la entrega en la superficie de la tierra.

1. Cilindro de succión.
2. Hidráulico.
3. Sumergible.

Los pozos de gasto espontáneo no necesitan equipo de bombeo mientras produzcan cantidades satisfactorias.

SISTEMAS DE CILINDRO DE SUCCIÓN:

Las bombas para estos sistemas son clasificados según el Instituto Americano del Petróleo (API) son:

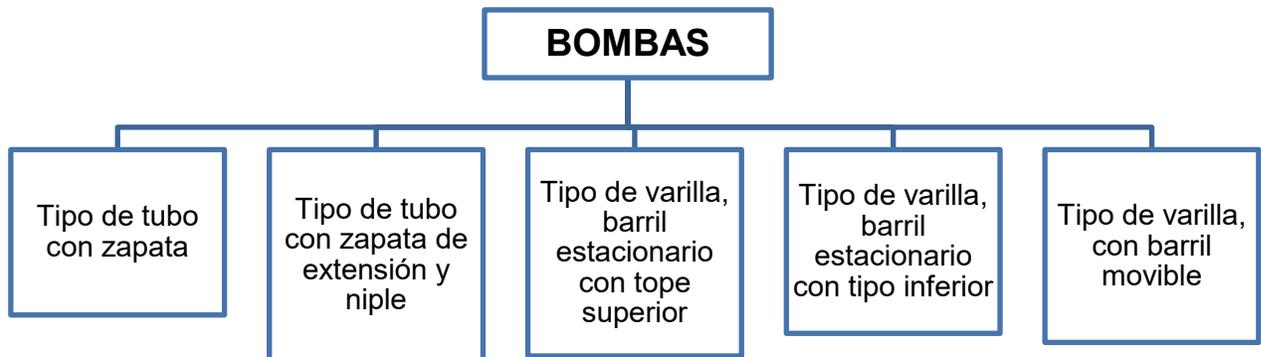


Diagrama 2.3 Tipo de bombas utilizadas en la succión, Ing. Manuel Viejo Zubicaray, Bombas (teoría, diseño y aplicaciones), Ed. Limusa, Segunda Edición, México, D.F. 1975)

Las bombas de tubo tienen generalmente un diámetro de perforación mayor que las bombas de varilla o de intersección, con una bomba de tubo el barril se encuentra unido al extremo inferior del cable de la tubería y el émbolo es operado del cable de la varilla de la succión. Las bombas de varilla son operadas como unidades completas solamente sobre las varillas, ambos tipos cuentan con válvulas de succión y descarga de bola.

La elección de una bomba de varilla de succión para un pozo se encuentra sujeta a la influencia de muchos factores, incluyendo la producción deseada, la profundidad del pozo, velocidad permisible y eficiencia, uno de los procedimientos es elegir varios diámetros de émbolo, velocidades y longitudes para de esta forma producir la requerida, con estos datos se puede calcular el desplazamiento y la carga de bombeo real, también se deben considerar los esfuerzos de la tubería y la varilla de succión, al igual que la eficiencia de la bomba, las instalaciones de varillas múltiples cuentan con un solo motor principal para dos o más unidades.

Las velocidades de las bombas que son utilizadas en pozos simples y múltiples varían desde una 6 a 24 carreras por minuto con longitudes de carrera de 50 a 430 cm o más, las capacidades varían desde 880 a 43,000 litros por día de 24 hrs dependiendo del diámetro del émbolo, longitud de carrera y de la velocidad (Zubicaray, 1975).

BOMBEO HIDRÁULICO:

Estos sistemas son conocidos como sin varilla y consisten de una bomba reciprocante triple montada en la superficie, una unidad de bombeo montada debajo de la superficie, tubería de conexión y fluido hidráulico, la bomba de superficie descarga aceite a la bomba colocada debajo produciendo una acción reciprocante de un pistón que resulta en movimiento de bombeo, las velocidades van de 5 a 100 golpes por minuto con carreras de 30 a 910 cm, la capacidad típica varía de 2,500

a 158,000 lt por día a profundidades de 4,600 y 823 m, la eficiencia global de un sistema de bombeo hidráulico es alta a comparación con las varillas de succión (Zubicaray, 1975).

BOMBAS SUMERGIBLES:

Son operadas por motores eléctricos, son utilizadas en algunos pozos de petróleo, la capacidad varía de 705 lt a 528 m³ por día dependiendo de su tamaño y capacidad de la bomba, el consumo de la potencia es de aproximadamente 0.046 kw hr por lt por 1,000 m de elevación. La eficiencia de la bomba en uso es por lo general un 50% (Zubicaray, 1975).

BOMBAS PORTÁTILES:

Las bombas portátiles autocebantes de uno o varios pasos son utilizadas en la perforación de pozos de prueba, para chorrear agujeros existentes y para la protección contra incendios.

BOMBAS DE TUBERÍA:

En estas las bombas tipo voluta con carcasa dividida, horizontales de varios pasos y las bombas de tipo difusor son las más utilizadas en un gran número de líneas de tuberías, para este servicio las bombas vienen provistas con sellos mecánicos y son movidas por motores, turbinas o una máquina de combustión interna, algunas bombas reciprocantes verticales de varios cilindros son usadas en las líneas principales y de concentración, pero las bombas centrífugas son las más comunes y más populares para este servicio.

En el servicio de líneas de elevación las bombas de turbina vertical encontraron extensas aplicaciones manejando crudos, gasolina, combustibles,

diésel, etc. Las bombas rotatorias se encuentran confinadas para capacidades pequeñas y medianas a excepción de tanques y estaciones de carga.

ESTACIONES DE CARGA:

Algunas de las tuberías llegan a estaciones de carga para tanques, en estaciones de transferencia y almacenamiento para su transportación por carretera y ferrocarril, las bombas horizontales del tipo voluta de uno o varios pasos, las bombas de turbina vertical y diseños especiales de las bombas verticales son utilizadas en estas estaciones, también las bombas de impulsores de turbina son utilizadas.

ESTACIONES DE BOMBEO:

Las estaciones de inyección frecuentemente usan bombas reciprocantes de pistón o émbolo debido a que deben desarrollar una presión mayor que la existente en la línea principal para forzar al líquido en la misma en un punto intermedio de su longitud, se usan sistemas de control y comunicación de microonda.

TRANSPORTE:

El transporte de líquidos en la industria petrolera se hace a través de miles de kilómetros en el mundo entero, tanto en oleoductos, petróleoductos propiamente dichos y gasoductos. En ciertos casos el ducto puede servir para transportar diferentes fluidos. Las estaciones de bombeo están instaladas a intervalos adecuados, a lo largo del ducto, pues aun en terreno plano, las cargas de fricción son grandes y se requieren bombas de alta presión. Durante todo el año las bombas de estos oleoductos están expuestas a grandes cambios de temperatura. Este problema y el de las grandes presiones requieren que se usen bombas de diseños especiales

REFINACIÓN:

La refinación es uno de los procesos más complejos y el que requiere mayor variedad de bombas, ya que los productos manejados tienen densidades que varían desde 0.6 a mayores de 1.0, viscosidades menores que las del agua y otras tan altas que ni las bombas centrífugas las pueden manejar; las temperaturas pueden llegar hasta 850 °F y las presiones pueden llegar hasta 1,200 lb/in² (Zubicaray, 1975).

En general se podría decir que la mayoría de las bombas utilizadas son centrífugas, construidas de acero ya que el hierro no resiste las tensiones, además de que las especificaciones para los motores establecen que deben ser a prueba de explosiones. Las carcasas de estas bombas deben estar hechas de acero vaciado, forjado al carbón o de aleación, las bombas de refinería manejan una gran variedad de líquidos calientes y fríos además de una amplia región de presiones, una bomba de refinería con difusor de dos pasos puede desarrollar unas columnas mayores.

Las bombas del tipo del proceso son usadas para muchos servicios generales y medianos en las refinerías, las capacidades de estas unidades varían de 1.2 a 34.7 lps a presiones de 21 kg/cm² temperaturas de hasta 260 °C, la mayoría de los diseños están provistos de collarines, también se usan sellos mecánicos o empaques, su mantenimiento es simple (Zubicaray, 1975).

Las bombas de barril horizontal y vertical tienen muchos usos para los servicios en carga de refinería, caliente o frío, debido a que las presiones y las temperaturas son altas y la presencia de la acción corrosiva de los crudos. Se utilizan otros tipos de bombas centrífugas en las refinerías, además de las plantas petroquímicas de gasolina y en la industria del petróleo. En estas se incluyen

bombas de acoplamiento estrecho, portátiles autocebantes, de turbina vertical, turbina regenerativa, químicas sumergibles, entre otras.

Las bombas rotatorias son las que manejan los productos crudos y refinados y pueden estar provistas de una camisa de vapor cuando manejan crudos extremadamente viscosos, las bombas reciprocantes de alta presión se utilizan para el reciclaje del aceite limpio y para manejar gasolina natural y demás productos dependiendo del proceso, otras bombas reciprocantes alimentan productos químicos, inhibidores de goma, deactivadores de metales, extraen la sal del crudo, etc.

Las condiciones de succión son importantes por dos razones: 1) la bomba debe manejar hidrocarburos a temperaturas correspondientes al punto de vaporización, 2) sería muy costoso instalar en una posición muy elevada los tanques para el líquido que se va a bombear. En lo que se refiere a las bombas rotatorias, éstas manejan principalmente los productos crudos y puedan estar provistas de camisa de vapor para manejar crudos extremadamente viscosos. Las bombas reciprocantes de alta presión son utilizadas para reciclar el aceite limpio y manejar gasolina natural, otras bombas reciprocantes inyectar diversos productos químicos, al igual que extraen la sal del crudo, odorizan el gas natural, entre otras acciones (Zubicaray, 1975).

SISTEMAS DE BOMBEO EN PLANTAS DE FUERZA DENTRO DE REFINERÍAS

Las refinerías son complejos que deben trabajar sin interrupción, 365 días al año, siete días a la semana, 24 horas al día. Los cortes repentinos de energía pueden no sólo interrumpir su operación; sino también afectar la integridad de los equipos que componen cada planta, impactar la calidad de los productos, aumentar los costos de producción y, en el peor de los escenarios, ocasionar el incumplimiento de los compromisos con los clientes y el país. Lo importante es mantener una operación confiable.

La confiabilidad en equipos como las calderas o turbinas, además de, garantizar el cumplir con la producción, también mejora la eficiencia de estos, así como la de otros equipos que se encuentran relacionados a estos como son los S.B.

En el proceso dentro de la refinería, las turbinas generan una gran parte de la energía eléctrica que requiere la refinería, además estos equipos cuentan con una extracción de vapor, mismo que es utilizado en diversas plantas de proceso para mover turbinas que accionan bombas o compresores o para el calentamiento de distintos productos y sus derivados. El resto del vapor, se pasa a través de un sistema de condensación (en esta condensación es donde se tiene una importante pérdida de energía).

Los combustibles que se utilizan en las calderas para la generación del vapor son gas (producido en la refinería, que se complementa con gas natural de la red de Petróleos Mexicanos) y combustóleo, generalmente en proporciones del 55 al 60 por ciento para gas y del 40 al 45 por ciento para combustóleo, el objetivo de esta combinación es estar por debajo de los límites de contaminación ambiental previstos para fuentes fijas.

Por otro lado, la energía eléctrica necesaria en las refinerías, es aproximadamente un 15 por ciento, procedente de la red del Sistema Eléctrico Nacional (SEN). Siendo el 21.43 por ciento adquirido mediante CFE y el resto 78.57 por ciento procede de la energía que se genera en diversos equipos de Pemex Petroquímica. El resto de las instalaciones de Pemex Refinación (estaciones de bombeo, terminales de almacenamiento o distribución, áreas administrativas, entre otros) no cuenta con esquemas de Cogeneración y consumen la energía eléctrica de la CFE. Este consumo fue en 2004 de 36.02 MW o sean \$477'614,298.87 (42'606,092.67 USD). Lo que significa que el pago que Pemex Refinación realizó por concepto de consumo de energía eléctrica durante 2004 fue de \$1'327'121,318.46 (118'387,271.94 Uds.) (CONUUE, 2015).

CAPITULO III

3. CONSECUENCIAS ENERGÉTICAS EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO

El consumo de energía eléctrica, es un parámetro determinante en el desarrollo de una región, por lo que su uso eficiente se ha convertido en una necesidad para incrementar la productividad, a través de la aplicación de acciones correctivas en las instalaciones eléctricas de las diversas industrias.

La concientización sobre el uso eficiente de la energía eléctrica y la aplicación de medidas de eficiencia energética, son esenciales para lograr la optimización de los recursos energéticos, debido a que el costo de la energía constituye uno de los factores de mayor peso dentro de los costos totales de operación en los procesos productivos. Un consumo energético sostenido permitirá al sector industrial, alcanzar una mayor productividad en su línea de producción.

Los Sistemas de Bombeo representan entre un 25% y hasta el 40% de la energía utilizada en las instalaciones industriales y cerca de un 20% de la demanda de energía eléctrica a nivel mundial¹. En las instalaciones existentes, puede lograrse hasta un 30% de reducción de energía eléctrica utilizando soluciones plenamente identificadas y ahorrar energía con tecnología disponible en la actualidad (Ross, 2004).

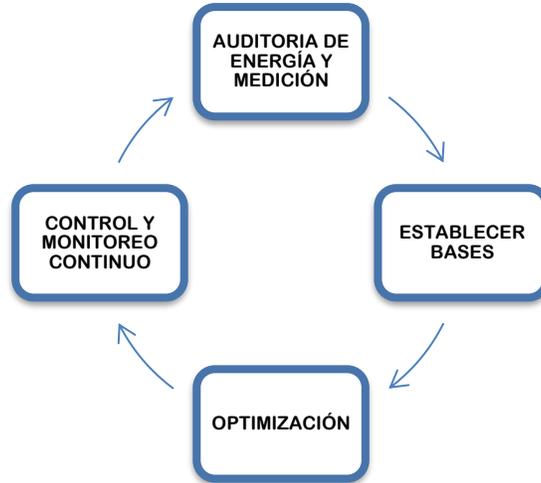


Fig. 3.1 Ciclo de la Eficiencia Energética (Mackay Ross, *Practical Pumping Handbook*, Elsevier Science & Technology Books, U.S.A, 2004).

La figura 3.1 muestra una aplicación de un ciclo para lograr mejoras en eficiencia energética es común y básica.

Toda mejora comienza con una decisión acerca de lo que hay que implementar. En este caso, una auditoría sobre el uso de la energía es primordial. Para contar el estado energético actual del sistema de bombeo y posteriormente identificar las oportunidades más sustantivas de producción en su uso.

Con esto podrán tomarse decisiones bien fundamentadas y sólidas para el éxito en nuestros resultados.

Las primeras acciones a identificar serán medidas operativas y mantenimiento para establecer un punto de referencia de nuestro sistema de bombeo. La implementación de dispositivos que reducen el consumo, la reparación de las fugas, etc. Suelen ser medidas a corto plazo y de bajo costo que resultan rápidamente rentables.

El siguiente paso es la optimización del sistema de bombeo. La instrumentación y automatización de este sistema garantizará el cumplimiento de medidas operativas y mantenimiento.

Para estar seguros de que las medidas puestas en marcha resulten efectivas y eficaces es necesario realizar mediciones de datos energéticos, control y monitoreo de variables operativas de manera más detallada. De esta manera se podrá reducir el consumo sustancialmente.

3.1. CONCEPTOS BÁSICOS.

Energía

En toda actividad productiva es necesario realizar un trabajo, la energía tiene esta capacidad de producir ese trabajo, por consiguiente, la disposición de las fuentes de energía es una necesidad prioritaria para una sociedad funcional. Existen varias formas de energía; mecánica, química, eléctrica, cinética, potencial, térmica y nuclear. La energía eléctrica es la forma de energía más utilizada comúnmente. Esta forma de energía tiene la ventaja de poder transformarse fácilmente en otras formas de energía, como en energía luminosa, en calor o en energía mecánica en los motores (Ross, 2004).

Eficiencia energética

La eficiencia energética significa cumplir todas las necesidades productivas con el menor consumo posible de energía, sin afectar la cantidad producida. De esta manera proteger el medio ambiente, asegurar su abasto y fomentando esta se podrá lograr un comportamiento sostenible en su uso (R., 2010).

Para esto es fundamental, el uso eficiente de la energía, la concientización de la sociedad, mantener los equipos disponibles en la instalación industrial en su punto óptimo de operación y principalmente administrar los recursos energéticos disponibles de un modo hábil y eficaz.

En el sector industrial, la eficiencia energética busca cubrir todas las necesidades al menor costo posible. La baja eficiencia se hace evidente en la actualidad, ya que sólo un tercio del contenido energético del combustible es utilizado como energía útil. Las dos terceras partes de energía primaria desaparecen en forma de calor residual (Ross, 2004).

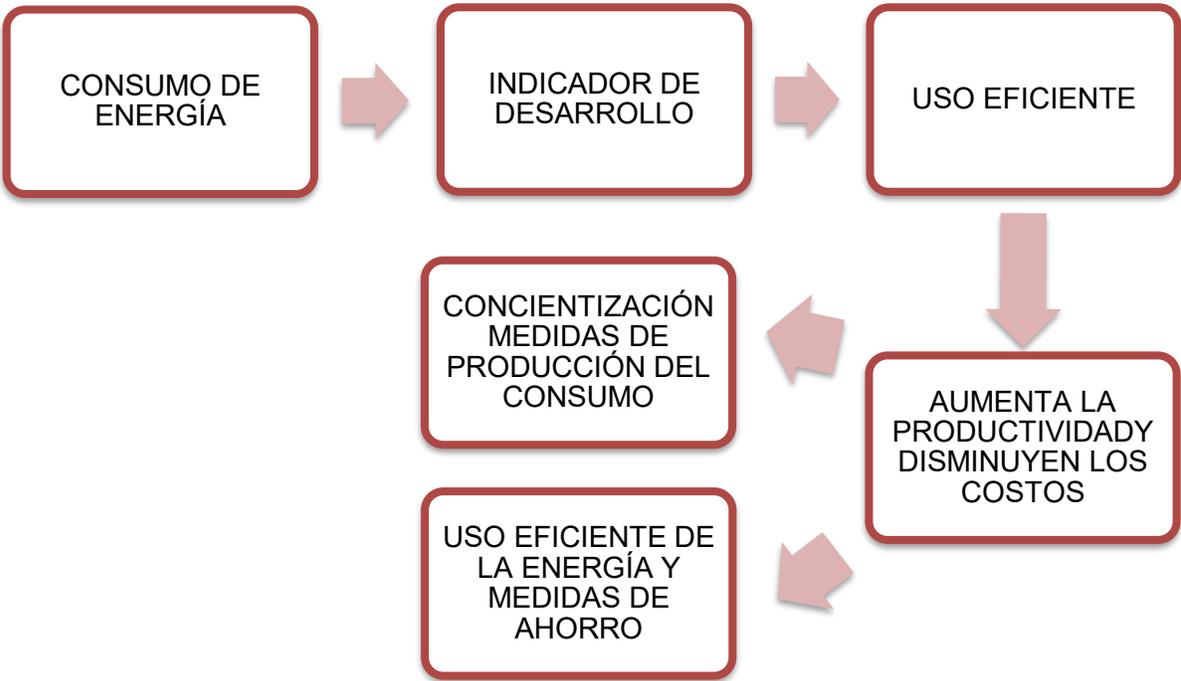


Fig. 3.1 Diagrama del consumo de energía (Mackay Ross, *Practical Pumping Handbook*, Elsevier Science & Technology Books, U.S.A, 2004).

La eficiencia de una planta de fuerza es el porcentaje del contenido energético que es convertido en electricidad, dentro de un periodo determinado de

tiempo, específicamente, la eficiencia energética en un sistema de bombeo en una planta de fuerza es la relación que existe entre la energía aprovechada y la energía suministrada en el equipo de bombeo.

3.2. OBJETIVOS DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA.

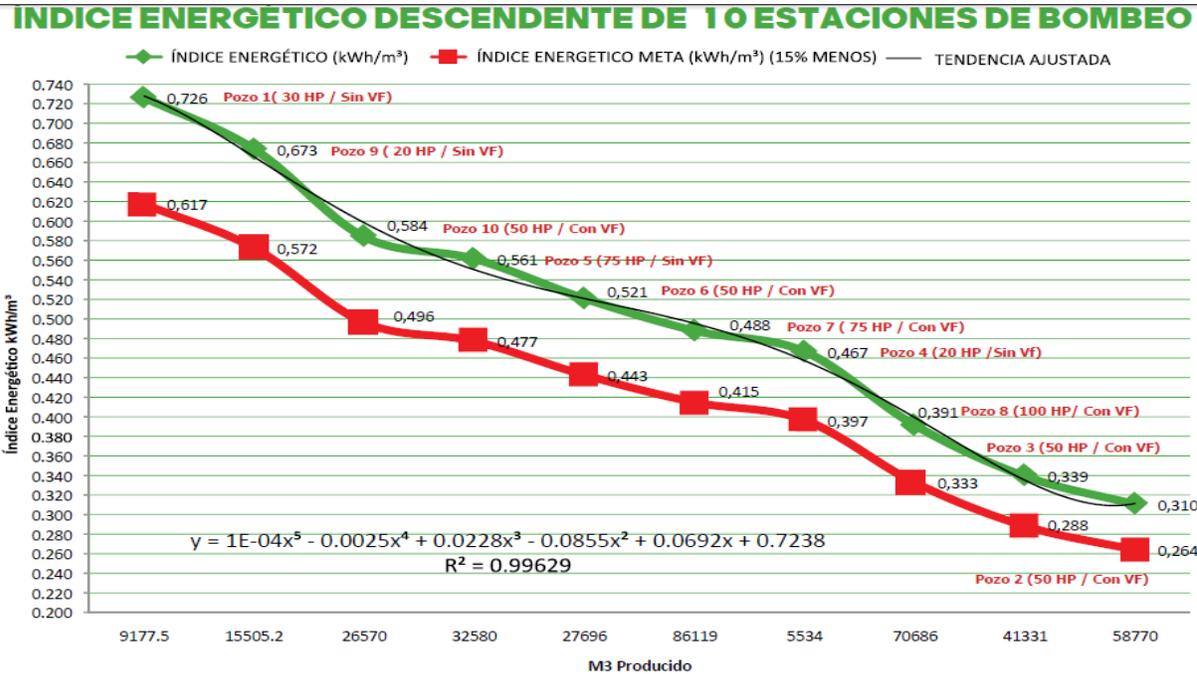
- **Ahorro energético:** El ahorro energético implica no sólo la reducción del consumo, sino también la reducción de emisiones contaminantes que afectan al medio ambiente. De todos los costos operativos, el energético es el más difícil de controlar, para su reducción, es indispensable un control continuo, una gestión adecuada de la información y una asesoría energética efectiva.
- **Mejora de la productividad:** Las mejoras en la productividad se centran en optimizar el rendimiento de los equipos y de los procesos, facilitando un correcto mantenimiento y optimización de las condiciones de operación.
- **Disponibilidad y Confiabilidad:** La supervisión energética permite garantizar la continuidad del suministro, maximizar el tiempo operativo de su proceso productivo, y alcanzar los requerimientos de calidad y tiempos de respuesta con mantenimientos mayores.

3.2.1. INDICE ENERGÉTICO.

El índice energético (IE) se define como la cantidad total de energía consumida por unidad de producto elaborado o servicio ofrecido. El “**IE**” se utiliza para monitorear y evaluar las acciones de ahorro energético que se apliquen a un proceso o equipo (Ross, 2004).

$$IE = \frac{\text{Energía Total Consumida}}{\text{Unidad de Producción}} \text{ --- Ec. 3.1}$$

Como ejemplo se puede observar en la siguiente gráfica el índice energético de 10 estaciones de bombeo ordenadas de forma descendente (línea verde), en la cual nos muestra que el pozo número 1 (con una bomba de 30 Hp y sin variador de frecuencia), es el menos eficiente ya que consume 0.726 kWh por m³ producido a diferencia del pozo número 2 (con una bomba de 50 Hp y con variador de frecuencia), es el más eficiente ya que consume 0.310 kWh por m³ producido. La línea roja es el índice energético meta, sugerido para este caso, el cual a través de una gestión energética se pretende llegar a una reducción del 15 % de consumo energía por m³ producido (CONUUE, 2015).



*Fig. 3.2 Índice energético de estaciones de bombeo
(<http://www.gob.mx/conuee>)*

3.3. OPORTUNIDADES DE AHORRO ENERGÉTICO.

En el caso de la energía eléctrica la búsqueda de oportunidades es donde la energía cuesta más, es decir en el punto de uso final. En algunos casos, la electricidad podrá ser usada directamente, como el caso de una soldadora eléctrica,

donde el flujo de corriente eléctrica calienta y funde el metal. Finalmente, toda la energía se disipa en forma de calor. Para minimizar la cantidad de electricidad comprada debemos:

- Asegurar que el uso final tenga una utilidad eficaz.
- Minimizar la cantidad de energía requerida en el punto de uso.
- Disminuir las pérdidas de energía y el punto de uso final.

La figura 3.3 ilustra lo anterior:

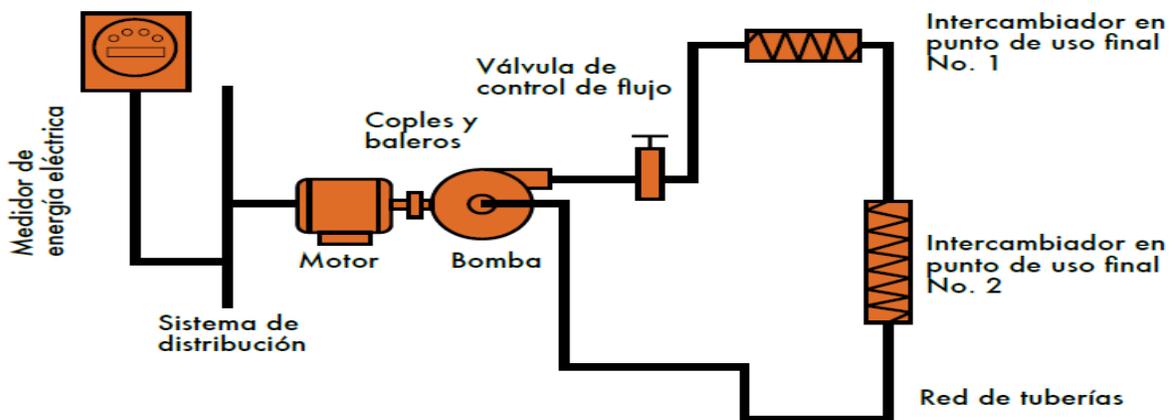


Fig. 3.3 Sistema de Bombeo y sus diferentes componentes (Mackay Ross, Practical Pumping Handbook, Elsevier Science & Technology Books, U.S.A, 2004).

La eficiencia de cada componente es 100 % o menor y se define como la razón de la energía aprovechada por un sistema y la energía suministrada entre la energía que entra o bien la energía que sale del sistema⁷.

$$Eficiencia = \frac{EnergíaAprovechada}{EnergíaSuministrada} \text{ --- Ec. 3.2}$$

Cada uno de los componentes del sistema, con una eficiencia menor al 100%, desperdicia la diferencia entre la energía suministrada y la energía aprovechada. Como resultado de este desperdicio, el costo unitario de la energía

se incrementa entre el inicio (entrada) y fin de proceso (salida). El costo de la energía al final del proceso puede calcularse con la siguiente ecuación (R., 2010):

$$\text{CostoTotal} \left(\frac{\$}{\text{Unidad}} \right) = \frac{\text{Costo de entrada} \left(\frac{\$}{\text{Unidad}} \right)}{\text{Eficiencia del Sistema}} \text{ --- Ec. 3.3}$$

en la tabla 3.1 se muestra la eficiencia típica de los componentes de un sistema de bombeo de tamaño mediano (10 a 100 HP).

Componentes	Pérdidas	Eficiencia Típica (%)	Energía Aprovechada (%)	Costo Unitario a la Entrada (\$/kWh)	Costo Unitario a la Salida (\$/kWh)
Medidor de Energía	Despreciable	100	100.00	1.623	1.623
Sistema de Distribución de Energía Eléctrica	Resistencia Eléctrica	96	96.00	1.623	1.690625
Motor	Resistencia Eléctrica, Fricción, Pérdidas magnéticas	85	81.60	1.690625	1.988970588
Cople y baleros	Fricción	98	79.97	1.988970588	2.029561825
Bomba	Fricción de Fluido y Fricción Mecánica	60	47.98	2.029561825	3.382603041
Válvula	Estrangulamiento mínimo	70	33.59	3.382603041	4.832290059
Tuberías	Tuberías Fricción del fluido	60	20.15	4.832290059	8.053816765
Eficiencia Total del Sistema = 20.15					
Relación del costo unitario = 5:1					

Tabla 3.1 Costo Unitario del S.B (Mackay Ross, Practical Pumping Handbook, Elsevier Science & Technology Books, U.S.A, 2004).

3.4. OBSTÁCULOS PARA LA EFICIENCIA ENERGÉTICA.

Los obstáculos que se presentan en la aplicación práctica pueden ser muy diversos y de distinto origen, dentro de los más comunes podemos encontrar: falta de información, factores financieros, políticos y económicos. Entre los obstáculos más importantes se encuentran (Tanya Moreno Corona, 2010):

- Obstáculos de mercado debidas a la asimetría de la información, la estructura de mercado y las distorsiones de precios, todos ellos factores que desincentivan la inversión en eficiencia energética y resultan en elevados costos de desarrollo de proyectos
- Obstáculos financieros, que consisten en elevados costos iniciales de inversión, operaciones con un elevado riesgo y altos costos adicionales de transacción, desconocimiento de las ventajas financieras, por parte de las instituciones financieras, falta de productos ideados para financiar a prácticas y tecnologías verdes, insuficiente información sobre las ventajas de la eficiencia energética como base para tomar decisiones de inversión.
- Obstáculos en el terreno de información y concienciación, que incluyen la falta de información y conocimientos suficientes, por parte de los consumidores de energía para adoptar decisiones racionales de consumo e inversión.
- Obstáculos de índole normativa e institucional consistentes en la falta de incentivos adecuados para promover las inversiones en eficiencia energética en lugar de la generación de energía y la ausencia de reglamentos que incentiven las inversiones por el lado de la demanda.
- Obstáculos técnicos, incluidos el elevado precio de las tecnologías eficientes en energía adaptadas a las condiciones locales, la necesidad de

conocimientos y capacidad en las instituciones financieras para poder estructurar atractivas inversiones en eficiencia energética y el desconocimiento de las ventajas de adoptar tecnologías eficientes en energía.

Conviene destacar que los obstáculos a la eficiencia energética deben analizarse caso por caso porque son específicas de cada país. También lo son las soluciones para superarlos.

3.5. POTENCIAL DE AHORRO ENERGÉTICO.

3.5.1. DIMENSIONAMIENTO DE LOS EQUIPOS.

El correcto dimensionamiento de los equipos eléctricos repercute en una minimización en el consumo, evitando que se eleve el gasto en energía eléctrica. Si se sobredimensiona los equipos, se gasta más y se consume más, mientras que si se subdimensiona los equipos, se pueden dañar a los mismos y de igual manera consume más energía eléctrica.

Se debe prestar especial atención en dimensionar correctamente los siguientes equipos (R., 2010):

- Motores.
- Bombas de agua.
- Calderas.
- Turbinas.
- Etc.

3.5.2. CAMBIO DEL PUNTO DE OPERACIÓN DE LAS BOMBAS DE AGUA.

Existe un importante ahorro cuando las bombas de agua trabajan en su punto óptimo de operación.

Los excesos de consumo de energía eléctrica en un sistema de bombeo se deben a caídas directas de presión (estrangulación) y/o aumentos del flujo en la bomba (recirculación), que se presentan cuando ésta trabaja fuera del punto óptimo de operación.

El uso de controladores de frecuencia variable en motores de bombas centrífugas, brinda un importante ahorro en el consumo de energía eléctrica, debido a que hace trabajar a la bomba en su punto óptimo de operación.

Lo que se pretende es lograr la intersección de la curva característica de la bomba y la curva característica del sistema en el punto donde no se gaste exceso de presión o exceso de flujo. El análisis busca determinar con exactitud los ahorros para justificar la instalación de un controlador de frecuencia variable.

Se determina que es económicamente viable cuando el ahorro en el consumo de energía eléctrica paga la inversión del nuevo equipo en menos de 5 años (R., 2010).

- Manejo de carga: determinar el impacto de las medidas de administración de la carga en el consumo.
- Envejecimiento de equipos: determinar los aumentos en el consumo debido al envejecimiento de equipos.
- Identificar los sectores y equipos que representan el mayor consumo de la instalación eléctrica.
- Establecer medidas de ahorro de energía eléctrica.

3.6. PROBLEMAS GENERALES.

Algunas de las opciones específicas para ahorrar energía en los sistemas de agua son fáciles de identificar como las fugas y los equipos deficientes.

A medida que los equipos envejecen, su consumo de energía eléctrica aumenta, por lo que se debe analizar cuándo es el momento de reemplazar el equipo viejo por uno nuevo. La viabilidad económica del reemplazo de los equipos dependerá de que el ahorro pague la inversión en el corto plazo o mediano plazo.

¿Qué equipos representan su mayor consumo?

Es importante conocer los equipos que representan el mayor consumo de las instalaciones y realizar algún estudio en caso de ser posible. Determinar dónde se gasta la mayor parte de la energía, brinda la posibilidad de buscar la forma de ahorrar.

3.7. PROBLEMAS ESPECÍFICOS DE LAS BOMBAS.

La mayoría de los procesos químicos (IPQ) incluyen la conducción de líquidos o transferencia de un valor de presión o de energía. La bomba es el medio mecánico para obtener esta conducción y por ello es esencial para todos los procesos. El crecimiento y perfeccionamiento de los procesos están ligados con las mejoras del equipo de bombeo, además de un mejor conocimiento del manejo y de su aplicación. Las bombas centrífugas constituyen no menos de un 80% de la producción de las bombas, ya que es la más adecuada para manejar más cantidad de líquido (Ross, 2004).

En términos generales una bomba solo puede funcionar dentro de un sistema. Para entregar un volumen requerido de líquido, la bomba debe aplicar al líquido, una energía formada por los siguientes componentes:

- ✚ Carga estática.
- ✚ Diferencia en presiones en las superficies de los líquidos.
- ✚ Carga de fricción.

✚ Pérdida en la entrada y salida.

CARGA ESTÁTICA:

Esto significa, una diferencia en la elevación. La “*carga estática total*” de un sistema, es la diferencia en la elevación entre los niveles del líquido en los puntos de descarga y de succión. Mientras que la “*carga estática de descarga*” es la diferencia en la elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centro de la bomba.

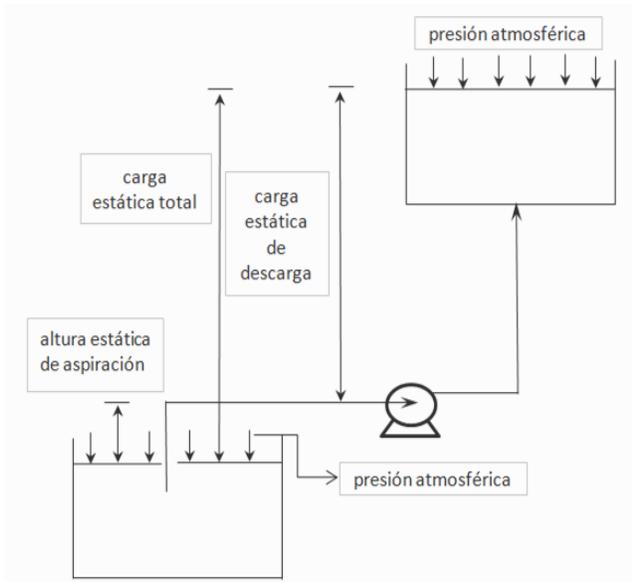


Fig. 3.4 Nivel de succión debajo de la línea de centro de la bomba

Si la carga estática de succión tiene valor negativo porque el nivel del líquido para la succión está debajo de la línea del centro de la bomba, se le suele llamar “*altura estática de aspiración*” y si el nivel del líquido de succión o de la descarga está sometido a una presión la cual no sea la atmosférica, ésta se puede considerar como parte de la carga estática.

CARGA DE FRICCIÓN:

Es la necesaria para contrarrestar la pérdida de fricción ocasionadas por el flujo del líquido en la tubería, válvulas, y accesorios, éstas pérdidas son variables proporcionalmente al cuadrado del flujo en el sistema. También varían de acuerdo con el tamaño, tipo y condiciones de las superficies de tubos y accesorios y las características del líquido bombeado (Ross, 2004).

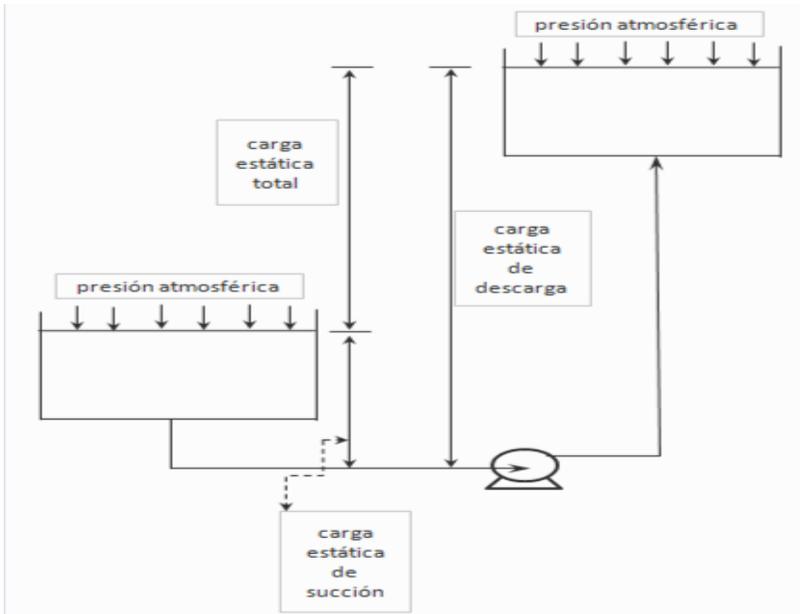


Fig. 3.5 Nivel de succión encima de la línea del centro de la bomba (Mackay Ross, *Practical Pumping Handbook*, Elsevier Science & Technology Books, U.S.A, 2004).

PÉRDIDAS EN LA ENTRADA Y SALIDA:

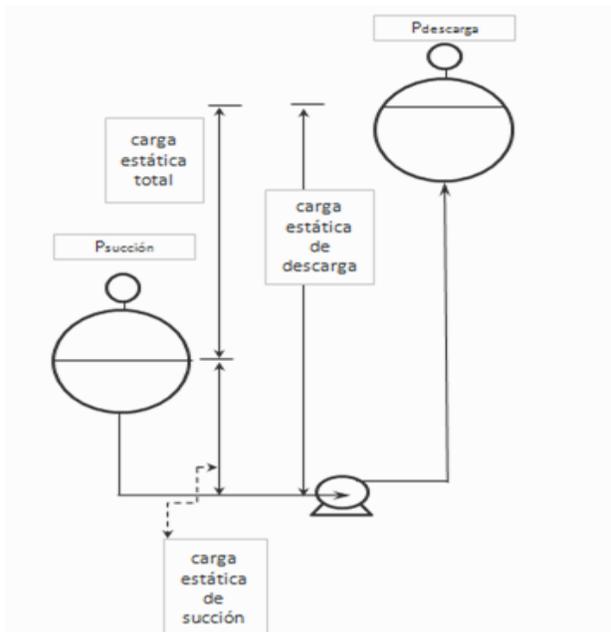


Fig.3.6 Niveles de succión y descarga bajo presión (Mackay Ross, *Practical Pumping Handbook*, Elsevier Science & Technology Books, U.S.A, 2004).

Si la toma de la bomba se encuentra en un depósito, tanque o cámara de entrada, las pérdidas ocurren en el punto de conexión de la tubería de succión. La magnitud de las pérdidas depende del diseño de la entrada del tubo, una boca acampanada bien diseñada produce mínimas pérdidas, del mismo modo del lado de la descarga del sistema cuando el tubo de descarga termina en algún cuerpo líquido se pierde por completo la

carga de velocidad del líquido, esto se debe considerar como parte de las pérdidas totales (Ross, 2004).

3.7.1. CONDICIONES EN LA SUCCIÓN.

La mayor parte de los problemas en las bombas centrífugas ocurren en el lado de la succión, es importante entender la forma de relacionar la capacidad de succión con las características de succión del sistema en que funcionara.

El rendimiento suele presentarse con curvas, las curvas también indican el caballaje al freno requerido con diversos caudales y la eficiencia correspondiente, una característica adicional es la $(NPSH)_R$ la cual es la energía que se necesita en la succión que se encuentra por arriba de la presión de vapor del líquido a fin de que la bomba entregue una capacidad a una velocidad dada.

Los cambios en la $(NPSH)_A$ no alteran el rendimiento de la bomba siempre y cuando la $(NPSH)_A$ sea mayor que $(NPSH)_R$, sin embargo cuando la $(NPSH)_A$ cae por debajo del valor de $(NPSH)_R$ la bomba comienza a tener cavitación y por consecuencia pierde eficiencia (Ross, 2004). Algunas limitaciones son las siguientes:

- Doble succión.
- Succión sencilla con el eje en el ojo del impulsor.
- Succión sencilla con impulsor sujeto por la parte superior.
- Succión sencilla, con flujo axial y mixto.
- Para agua caliente, succión sencilla y doble.
- Bombas para condensado con el eje en el ojo del impulsor.

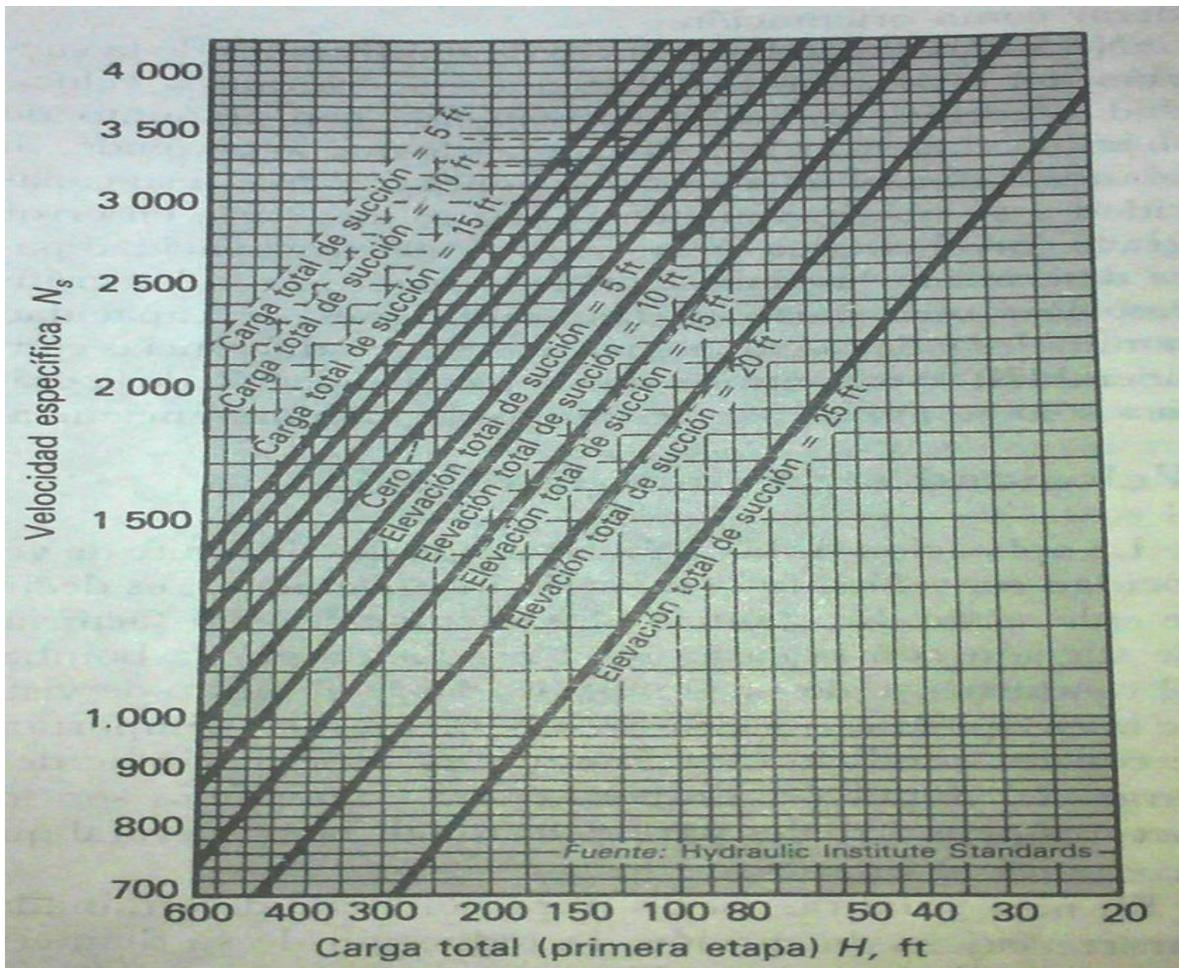


Fig.3.7 Límites de velocidad específica para bombas de succión sencilla con impulsor suspendido (Mackay Ross, *Practical Pumping Handbook*, Elsevier Science & Technology Books, U.S.A, 2004).

3.7.2. CONDICIONES INADECUADAS EN LA SUCCIÓN.

Cuando un sistema tiene un insuficiente $(NPSH)_A$ para una selección adecuada de la bomba, existen varias formas de enfrentarse a este problema, pueden encontrar medio para aumentar la $(NPSH)_A$ ó disminuir el $(NPSH)_R$ o ambas.

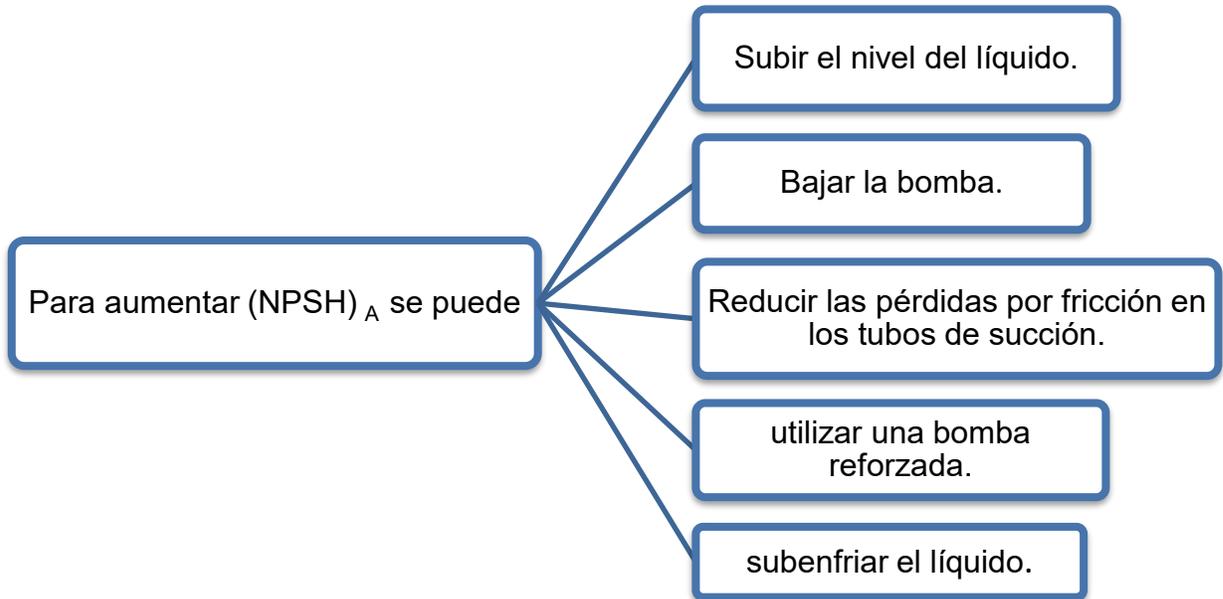


Diagrama 3.1 Aumento De La Npsh (Kenneth J. Mcnaughton & Cuerpo De Redactores De Chemical Engineering, Bombas (Selección, Uso Y Mantenimiento), Ed. Mcgraw-Hill; Edición En Español; Estado De México, 1990)

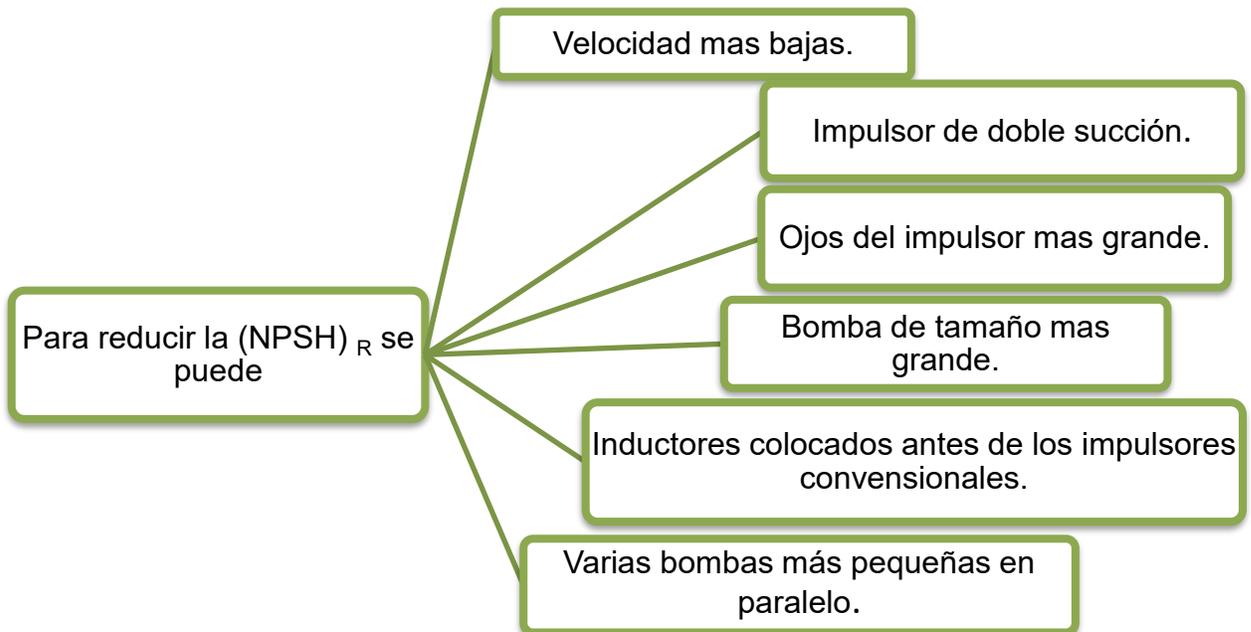


Diagrama 3.2 Reducción De La Npsh (Kenneth J. Mcnaughton & Cuerpo De Redactores De Chemical Engineering, Bombas (Selección, Uso Y Mantenimiento), Ed. Mcgraw-Hill; Edición En Español; Estado De México, 1990).

*SUBIR EL NIVEL DEL LÍQUIDO:*a) el nivel del líquido sea fijo, como un río, estanque o lago, b) la cantidad que haya que subir sea totalmente impráctica, c) el costo de subir un tanque o torre de fraccionamiento sea excesiva. A menudo se observará que unos cuantos pies más permitirán seleccionar una bomba menos costosa o más eficiente, la energía o mantenimiento compensara los costos.

*BAJAR LA BOMBA:*permitiría seleccionar una bomba de velocidad más alta, menos costosa y más eficiente, una forma alternativa sería emplear una bomba vertical con el impulsor debajo del nivel del suelo. El costo de esta solución es que los cojinetes de la bomba se deben lubricar con el líquido que maneja.

*REDUCIR LAS PÉRDIDAS POR FRICCIÓN EN LOS TUBOS DE SUCCIÓN:*Esto se recomienda en todos los casos, ya que los costos se recuperan por las condiciones mejoradas en la succión y el ahorro de la energía.

*UTILIZAR UNA BOMBA REFORZADA:*Esta es una solución muy eficaz para las bombas de alta presión en donde las velocidades permisibles más altas producirán ahorros en el costo inicial de la bomba principal, así como mayor eficiencia, a menudo menor número de etapas lo cual da mayor confiabilidad².

*SUBENFRIAR EL LÍQUIDO:*Esto incrementa la (NPSH)_A ya que reduce la presión de vapor del líquido que es bombeado, esto se logra con facilidad con la inyección de líquido tomado en algún punto de la corriente que se encuentre a una temperatura más baja, en particular con altas temperaturas en el bombeo, la cantidad de líquido inyectado es muy pequeña.

*EMPLEAR VELOCIDADES MÁS BAJAS:*Cuando es seleccionado un valor razonable de velocidad específica de succión, es claro que cuanto más baja sea la velocidad menor será la (NPSH)_R, el problema radica en que una bomba de baja

velocidad será más costosa y menos eficiente que una de alta velocidad, por lo que la bomba de baja velocidad rara vez será más económica.

EMPLEAR UN IMPULSOR DE DOBLE SUCCIÓN: Esta es la solución más deseable en particular para grandes capacidades, si se encuentra disponible un impulsor de doble succión para las condiciones deseadas de servicio.

EMPLEAR UN OJO DEL IMPULSOR MÁS GRANDE: Esta solución reduce la $(NPSH)_R$ ya que disminuye las velocidades de entrada del impulsor, estas velocidades bajas pueden tener muy poco efecto en el rendimiento de la bomba en su punto de máxima eficiencia, pero cuando estas bombas funcionan con una capacidad parcial suele ocurrir un funcionamiento ruidoso, borboteos y desgaste prematuro.

EMPLEAR UNA BOMBA DE TAMAÑO MÁS GRANDE: Ya que la $(NPSH)_R$ requerida se reduce conforme se disminuye la capacidad, muchas veces puede seleccionarse una bomba más grande de lo necesario, esto puede ocasionar resultados indeseables, en el mejor de los casos existe el inconveniente de una bomba más costosa, la cual funciona con menos eficiencia, en peor de los casos el funcionamiento con un porcentaje más bajo del suyo con máxima eficiencia producirá los mismos problemas que el empleo de ojos de impulsor más grandes.

EMPLEAR UN INDUCTOR: El inductor es un impulsor axial de baja carga, con pocos alabes el cual se coloca delante del impulsor convencional, por el diseño se requiere menos $NPSH$ que en un impulsor convencional y se puede emplear para disminuir el $(NPSH)_R$ o hacer funcionar la bomba a mayor velocidad.

EMPLEAR VARIAS BOMBAS MÁS PEQUEÑAS EN PARALELO: Las bombas requieren valores más bajos de $NPSH$ aunque parece una solución más costosa muchas veces no es así, en muchos casos tres bombas de la mitad de la

capacidad no suelen costar más que una bomba para toda la capacidad, en realidad se pueden instalar dos bombas de la mitad de la capacidad sin una para reserva ya que todavía se puede manejar la carga parcial si una bomba está temporalmente fuera de servicio. Y si la demanda tiene muchas variaciones la operación de una sola bomba cuando existe una carga ligera se ahorrará energía.

3.7.3. RENDIMIENTO CON AGUA.

Parece que la bombas que manejan agua caliente requieren una $(NPSH)_R$ más baja que con agua fría, la teoría en la cual se basa este efecto es sencilla, esta teoría se funda en el hecho de que puede ocurrir una cavitación suave y parcial en una bomba sin causar efectos muy perjudiciales. El grado de interferencia con el funcionamiento correcto de la bomba producido por una cavitación pequeña tendrá una relación definitiva con la temperatura del líquido que se maneja (Ross, 2004).

Cuando se dice que una bomba tiene cavitación quiere decir que en algún lugar dentro de la bomba la presión ha caído por debajo de la presión de vapor del líquido a la temperatura prevaleciente, por lo que se vaporizará una pequeña parte del líquido y este vapor ocupará mucho más espacio dentro del impulsor. Si la bomba maneja agua a temperatura normal, el volumen de una burbuja de vapor es mucho más grande que el volumen de la cantidad original del agua.

3.7.4. RENDIMIENTO CON HIDROCARBUROS.

Las bombas que se utilizan para los hidrocarburos suelen tener limitaciones en la $NPSH$ disponible, por otra parte, las variaciones entre la $(NPSH)_R$ cuando se manejan hidrocarburos y agua salían ser favorables. Esto hizo que los diseñadores enfocaran sus esfuerzos hacia un mejor entendimiento de los fenómenos y colocar reglas que se pudieran aplicar a la predicción de los efectos de cualquier

característica especial de un líquido. Se utilizaron correcciones para los hidrocarburos como una cuestión política basada en teorías aceptadas. Se cree que una NPSH reducida para servicio con hidrocarburos se podría justificar de la siguiente manera (Ross, 2004):

1. Las especificaciones de las empresas petroleras requerían máxima capacidad y carga con una mínima NPSH, existen ciertas condiciones en los campos que son de autorregulación es decir *“la baja capacidad ocurre con un NPSH bajo como resultado de la disminución del flujo del sistema”*. En esas condiciones, aunque caiga la capacidad de la bomba, se aumenta la NPSH y en un momento se llega al equilibrio.
2. La cavitación con hidrocarburos no es tan severa como con el agua; es decir la curva de capacidad no se interrumpe en una forma súbita puede ser por:
a) solo las fracciones más ligeras serán las primeras que hiervan, b) el volumen específico de los vapores de hidrocarburos es muy pequeño por comparación con el vapor de agua.

3.7.5. RENDIMIENTO Y CAVITACIÓN.

La cavitación se da cuando la presión absoluta dentro del impulsor cae por debajo de la presión de vapor del líquido y son formadas burbujas de vapor, las burbujas se contraen más adelante en los álabes del impulsor cuando llegan a una región de presión más alta. Es notable la cavitación de una bomba cuando hay una de las siguientes señales: ruido, vibración, caída en las curvas de capacidad de carga y eficiencia, y por el paso del tiempo por los daños que se pueden dar en el impulsor por picadura y erosión. Fue necesario aplicar ciertas reglas básicas para establecer cierta uniformidad para la detección de la cavitación.

La NPSH mínima es determinada con una prueba en la cual se mide tanto la carga total como la eficiencia a una velocidad y capacidad dada en condiciones de NPSH variable, cuando se reduce la NPSH se llega a un punto en donde se rompen las curvas, lo cual indica que hay una disminución en el rendimiento de la bomba que es ocasionado por la cavitación. Es difícil decir con exactitud el valor exacto de NPSH en donde se inicia la cavitación. Para una velocidad y capacidad particular, la NPSH que produzca una caída del 3% en la carga se determina como (NPSH)_R mínima (Ross, 2004).

GASES O AIRE ARRASTRADOS Y VISCOSIDAD.

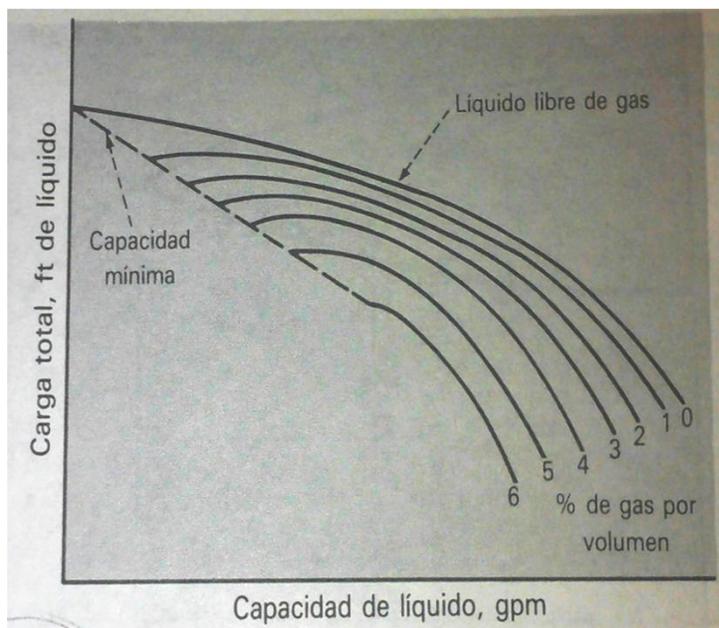


Fig.3.8 El aire o gas atrapados reducen el rendimiento de las bombas centrífugas Kenneth J. Mcnaughton & Cuerpo De Redactores De Chemical Engineering, Bombas (Selección, Uso Y Mantenimiento), Ed. McGraw-Hill; Edición En Español; Estado De México, 1990).

El rendimiento es independiente de las características del líquido, con la excepción de que la viscosidad si influye en el rendimiento, esto es debido a que dos de las principales pérdidas en una bomba son ocasionadas por la fricción del líquido y la fricción del disco y estas varían según la viscosidad del líquido. Por lo que la capacidad de carga como la salida mecánica discrepa de los valores que tienen cuando se bombea agua.

Si se deja que, entre aire o gas arrastrado en el líquido a la bomba, éstos perjudicarán el rendimiento, la forma más frecuente que entre el aire en la succión de la bomba es por la formación de vórtices o remolinos en la superficie libre del líquido. La cantidad de aire o gas que puede manejar una bomba sin problemas es

de 0.5% en volumen, si esta cantidad se aumenta a 0.6%² el efecto es casi desastroso (Ross, 2004).

En teoría mientras la $(NPSH)_A$ sea mayor que la $(NPSH)_R$, la bomba puede trabajar en una amplia gama de capacidades, la capacidad exacta de funcionamiento es determinada en la intersección de la curva de capacidad-carga de la bomba con la curva de carga del sistema, esta capacidad de funcionamiento sólo se puede cambiar si es alterada una o ambas curvas. A cualquier velocidad, el rendimiento sólo será óptimo en el punto de su capacidad, es decir a la cual la curva de eficiencia llega a su máximo. Cuando existen condiciones que no son de diseño puede ser para cualquier condición cuando se requiere que la bomba entregue flujos superiores o inferiores a su capacidad del punto máximo de eficiencia.

3.8. FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA CON FLUJOS GRANDES.

Existen dos circunstancias las cuales pueden hacer que una bomba trabaje con flujos más grandes a los de su punto máximo de eficiencia o incluso de diseño:

La primera ocurre cuando es empleada una bomba de tamaño más grande por aplicar márgenes excesivos en la especificación de la carga y la capacidad, en este caso el rendimiento y la relación de la curva de carga del sistema.

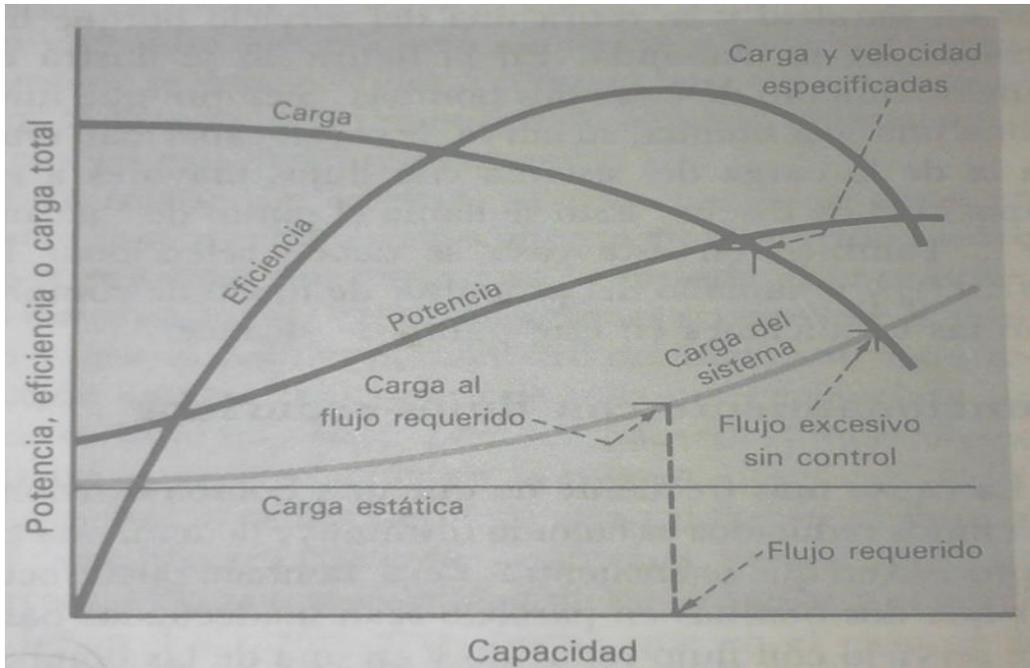


Fig.3.9 Una bomba de un tamaño muy grande produce exceso de capacidad Kenneth J. Mcnaughton & Cuerpo De Redactores De Chemical Engineering, Bombas (Selección, Uso Y Mantenimiento), Ed. Mcgraw-Hill; Edición En Español; Estado De México, 1990).

La segunda ocurre cuando son utilizadas dos o más bombas en paralelo y una se retira del servicio porque ha disminuido la demanda.

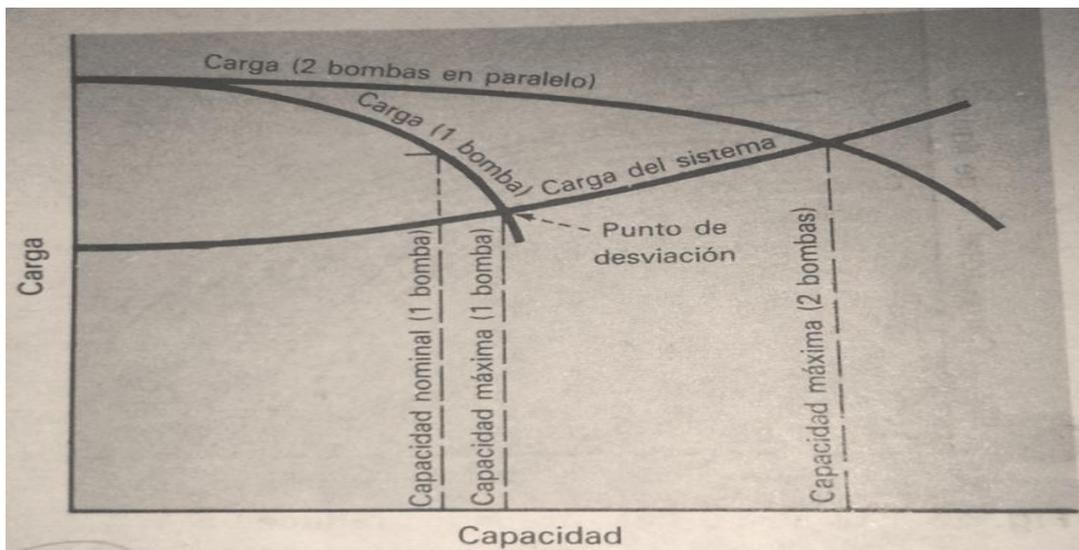


Fig.3.10 Uso de 2 bombas en paralelo o solo un Kenneth J. Mcnaughton & Cuerpo De Redactores De Chemical Engineering, Bombas (Selección, Uso Y Mantenimiento), Ed. Mcgraw-Hill; Edición En Español; Estado De México, 1990).

3.9. FUNCIONAMIENTO DE UNA BOMBA CON FLUJOS PEQUEÑOS.

Las causas más frecuentes de que una bomba funcione con flujos pequeños es cuando se disminuye la demanda, también puede ocurrir que dos bombas en paralelo sean inadecuadas para este servicio con un flujo reducido, y que en una de las bombas se cierre la válvula de retención por la presión más alta, producida por la bomba que tiene mayor caudal. El funcionamiento con bombas con una capacidad reducida puede ocasionar inconvenientes, los cuales pueden ocurrir de forma separada o simultánea, algunos de ellos son:

- Funcionar a una menor eficiencia, cuando las características del proceso requieren flujos reducidos, esto se pueden manejar con un propulsor de velocidad variable o con varias bombas para obtener la capacidad total y posteriormente se hace un paro secuencial conforme se reduce la demanda total.
- Aumento de temperatura, cuando se reduce la capacidad se aumenta la temperatura del líquido bombeado, para que no se exceda del límite se debe proveer de una derivación (bypass) para flujo mínimo.
- Recirculación interna, con ciertos flujos menores a los de máxima eficiencia todas las bombas tienen recirculación interna, en las zonas de succión y descarga del impulsor, esto puede ocasionar borbotos hidráulicos y daños al impulsor similares a los que produce la cavitación, pero en un lugar diferente.

3.10. EFECTOS DE UTILIZAR UNA BOMBA DE TAMAÑO MUY GRANDE.

Esta es una de las principales causas del desperdicio de energía, mediante la selección de condiciones de diseño que tienen márgenes excesivos en capacidad y en la carga total, es extraño que se preste mucha atención a una diferencia de 1% en la eficiencia entre dos bombas, si al mismo tiempo se pasa por alto ahorros potenciales de energía de 5 a 10 y hasta 15% (Ross, 2004).

Es cierto que se debe incluir cierto margen para tener en cuenta el efecto de desgaste de los componentes internos que con el tiempo reducirán la capacidad efectiva de la bomba, la cantidad de margen que se debe proveer es complejo ya que el desgaste dependerá del tipo de bomba, del líquido que se maneje, la severidad del servicio, entre otras variables. Una bomba centrífuga en cierto sistema tendrá una capacidad correspondiente a la intersección de su curva de con la curva de carga del sistema, para poder variar este funcionamiento se requiere cambiar la curva carga-capacidad, la carga del sistema o ambas.

Lo primero se puede lograr al variar la velocidad de la bomba o el diámetro del impulsor, lo segundo se logra alterando las pérdidas por fricción con una válvula estranguladora en la descarga.

En la mayoría de las instalaciones de bombas, el propulsor es un motor de velocidad constante y es el último recurso para cambiar la capacidad de la bomba, por lo que si se le ha provisto de un gran margen en la selección de la curva carga-capacidad, tendrá que hacerse funcionar la bomba con una considerable estrangulación para limitar su descarga, por el contrario si se permite que la bomba trabaje sin estrangulación, aumentará la circulación en el sistema hasta llegar a la capacidad en la cual se cruzan las curvas de carga del sistema y de carga-capacidad.

3.11. USO DE UNA BOMBA EN VEZ DE DOS.

En muchas instalaciones tienen lo que llaman bombas de “*media capacidad*” con dos bombas en paralelo para entregar el caudal requerido, si el sistema en donde se trabaja tiene grandes variaciones en el flujo, se pueden lograr ahorros importantes en la potencia si se mejoran los métodos de operación.

La cantidad de energía desperdiciada al tener trabajando dos bombas con media carga cuando con una sola bastaría puede ser de mucha importancia. Para poder simplificar el análisis se puede dejar de lado el aspecto de los márgenes de capacidad e imaginar que la bomba trabaja con plena carga y con válvulas de estrangulación totalmente abierta, y que funcionan a una velocidad constante, entonces para poder satisfacer las condiciones se utilizarían dos bombas de media capacidad cada una en su punto de 100% de capacidad y que cada una consuma el 100% de su caballaje nominal.

Si por el contrario se desea reducir el flujo a media carga y mantener ambas bombas será necesario estrangular la descarga de las bombas y crear una nueva curva de carga, a estas condiciones cada bomba descargará a un 50% de su capacidad con 117% de carga nominal, la cual tendrá que ser estrangulada. Cada una de las bombas tendrá un 72.5% de consumo de potencia. Por lo que el consumo total de potencia de las dos bombas que trabajen con media carga sería del 145% del requerido si se tuviera una sola conectada (R., 2010).

En este caso se pararía una de las bombas y se manejaría la media carga con una sola bomba; la cual trabaje al 100% de su capacidad, se tendría que estrangular mucho menos la descarga que si se dejaran conectadas las dos bombas, el consumo de potencia sería del 100%, cuando se hace funcionar una sola bomba si la carga del proceso disminuye a un 50% se ahorra un 31% de potencia con relación a ambas bombas (R., 2010).

3.12. PROBLEMAS DE UNA BOMBA CENTRIFUGA CUANDO SE ENCUENTRA EN SERIE O PARALELO.

Ya que muchas de las causas del mal funcionamiento de las bombas, como bolsas de gas, cavitación, entre otras están relacionadas con el diseño y empleo de la bomba, muchos de los problemas se pueden generar en bombas que funcionan en serie o paralelo, de doble succión, con impulsor semiabierto o para pozo profundo. Aquí explicaremos de manera rápida algunos de estos casos.

BOMBAS EN SERIE Y PARALELO

Una o más bombas en serie pueden dañarse por la pérdida de NPSH debido a la falla de una bomba de corriente arriba, en las bombas que se encuentran en serie puede seguir un flujo reducido, aunque una de ellas se encuentre dañada, este flujo cuando pasa por la bomba dañada hará que el impulsor gire en sentido opuesto, esto hará que se aflojen las tuercas que sujetan el impulsor y las camisas en el eje. Cuando esta bomba se pone en marcha, las piezas flojas la dañaran en poco tiempo.

En el múltiple de succión para varias bombas debe tener especial atención para su diseño y tamaño porque la cavitación producida en la entrada a un tubo de succión se puede propagar a lo largo del múltiple hasta otros tubos de succión o bien una bomba puede privar a todas las otras bombas de la presión de succión, lo cual reduce la (NPSH) _A.

3.13. BOMBAS DE POZO PROFUNDO.

Este tipo de bombas tienen impulsores con difusores de etapas múltiples y diámetro pequeño, montados en el extremo de un eje de la longitud necesaria y se clasifican de acuerdo con el tipo de impulsor (cerrado o semiabierto), al igual que el

tipo de estructura de la columna ya sea abierta con cojinetes de caucho lubricado por agua o cerrada con cojinetes metálicos lubricados por aceite.

VARIACIONES EN EL NIVEL DEL AGUA: Cuando no funciona este tipo de bomba de pozo profundo, el nivel o espejo de agua es el mismo que el de los dos estratos circundantes. Cuando se pone en marcha la bomba; el nivel del agua baja hasta que se establece el equilibrio entre el volumen de entrada y extracción. El equilibrio está sujeto a las condiciones estacionales y del clima, el nivel del agua puede bajar tanto que entrará aire a la bomba y hará que el gasto se reduzca inmediatamente, esto dejara que suba el nivel del agua lo que a su vez aumentará el gasto para que el nivel vuelva a bajar en forma cíclica.

EFECTO DEL AIRE: la bomba de pozo profundo suele tener una válvula de retención cerca de la descarga, empero esta válvula no puede evitar que el líquido elevado dentro de la columna retorne al pozo y produzca un vacío entre el nivel del agua y la válvula, cuando la bomba se vuelve a poner en marcha, la vaporización debida a este vacío puede producir choques de cavitación. Además, en una bomba de columna abierta se puede infiltrar un poco de aire por el prensaestopas y arrastrará el lubricante. Para evitar este problema una bomba de pozo profundo con columna larga debe tener una válvula rompedora de vacío.

3.14. PRUEBAS A REALIZAR A LAS BOMBAS.

Las pruebas que se pueden realizar a una bomba centrífuga se encuentran clasificadas por el Instituto de Hidráulica y es la siguiente (R., 2010):

- a) Pruebas en la planta del fabricante.
- b) Pruebas en el campo, en el lugar de la instalación
- c) Pruebas con modelos.

El objeto de las pruebas de funcionamiento es determinar el gasto, la potencia de la bomba con la que se puede determinar las curvas, por lo que las pruebas hidrostáticas se hacen para revisar que no existan fugas de líquido.

Para realizar las pruebas a las bombas se debe tener en cuenta inspeccionar lo siguiente (R., 2010):

- 1) Alineamiento de la bomba y motor
- 2) Dirección de rotación.
- 3) Conexiones eléctricas.
- 4) Aberturas piezométricas.
- 5) Estoperos y sistemas de lubricación.
- 6) Claro entre los anillos de desgaste.
- 7) Todos los pasajes del líquido.

PRUEBAS:

HIDROSTATICAS

Estas pruebas consisten en someter a una presión determinada la pieza que se encontrara en contacto con el líquido a presión por un lado y por el otro con la presión atmosférica, las piezas que se encuentran en este caso son: la carcasa, cabeza de succión.

Esta prueba se realiza introduciendo agua a presión y manteniendo la presión durante un tiempo, según el tipo de bomba, una regla general es someter las piezas al doble de la presión de operación por un espacio de tiempo que no debe superar los 30 min. Para las pequeñas presiones de prueba (hasta 100 lb/in²) se utilizan los sistemas hidroneumáticos, pero cuando las presiones son mayores a esta se utilizan

pequeñas bomba reciprocantes, las cuales introducen el agua a presión sin el peligro que produce la compresibilidad del aire.

DE CAPACIDAD

El gasto se puede determinar:

a) Medidores por peso	Medidores	Ejemplo	
		Cinéticos	Venturi
b) Medidores por volumen		Geométricos	Válvulas
		Cinético-geométrico	Vertederos
c) Medidores específicos		Por velocidad	Molinetes
	Especiales		

CAPITULO IV

4. PROBLEMÁTICAS ENERGÉTICAS QUE PRESENTAN LOS SISTEMAS DE BOMBEO EN PLANTAS DE FUERZA.

Las plantas de fuerza, utilizan una o más bombas en su ciclo. Los tipos de plantas generadoras de E.E. se encuentran: las termoeléctricas, carboeléctricas, nuclear, hidroeléctrica, etc. De todas estas plantas, las plantas las que generan con vapor, utilizan por razones obvias un mayor número de bombas las cuales presentan diversos problemas en su aplicación en los diferentes sistemas de bombeo requeridos en estas plantas (Gil, 2008).

PLANTAS DE FUERZA

Los sistemas de bombeo que generalmente se utilizan en las plantas de fuerza incluyen; agua de alimentación a calderas, circulación de caldera, recuperación de condensado, agua de recirculación y agua de enfriamiento que son los sistemas más intensivos en el consumo de energía eléctrica.

Auxiliar de condensado, vacío, pozo de calor, combustible, manejo de cenizas, sellado de collarín, aceite lubricante, aceite de sellado, alimentación de agua, sumidero, circulación y alimentación de productos químicos (Gil, 2008).

En este tipo de plantas la potencia requerida se produce suministrando energía calorífica al agua de alimentación la cual genera vapor a alta presión (energía potencial). Posteriormente, esta energía es suministrada a una turbina de vapor para ser transformada en energía mecánica la cual será utilizada para realizar un trabajo. El agua de alimentación, por lo tanto, actúa solamente como un transportador de la energía.

La combinación del ciclo de condensación y calentamiento de carga requiere como mínimo tres bombas. La bomba de condensado, la cual transfiere el condensado del pozo caliente del condensador al calentador de contacto directo, la bomba de alimentación y una bomba de circulación. El ciclo se ilustra en el diagrama 4.1.

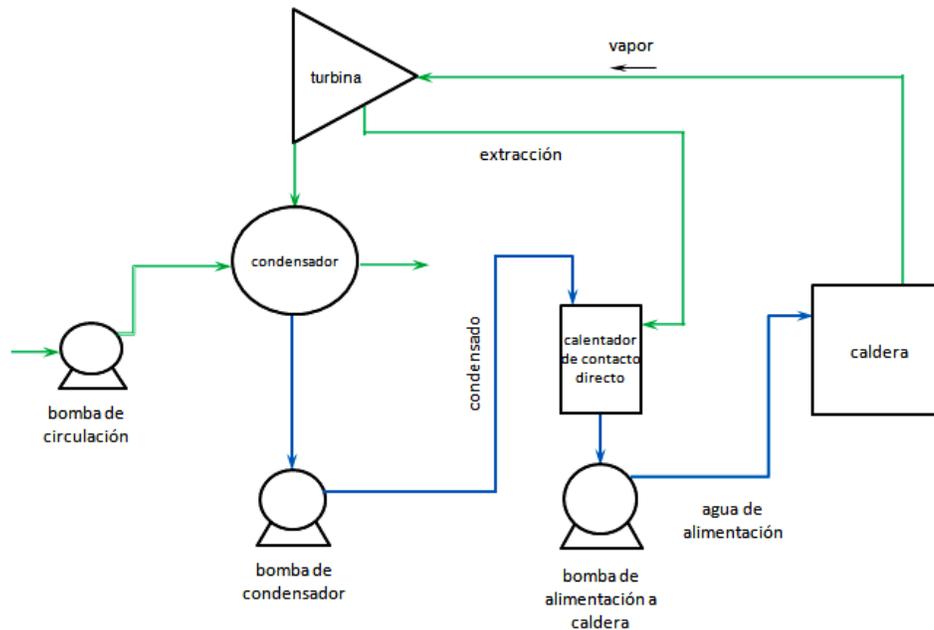


Diagrama 4.1Ciclo Sencillo Para Planta De Fuerza A Vapor (Ing. Manuel Viejo Zubicaray, Bombas (teoría, diseño y aplicaciones, Ed. limusa, segunda edición, México D.F., 1975)

En el diagrama 4.1 se ilustran los servicios auxiliares, que normalmente son: bombas de drenaje de calentadores, bombas de agua corriente, bombas para enfriamiento, bombas de arrastre hidráulico de cenizas, bombas de circulación de aceites, entre otras. Al crecer el número y tamaño de las centrales termoeléctricas, la importancia de maximizar productiva y económicamente la operación requiere de varios refinamientos en el ciclo.

Estos refinamientos han creado nuevos servicios y/o alterar otros para el equipo de bombeo para las plantas de fuerza. Algunos de los refinamientos

consistieron en un incremento sostenido de las presiones de operación hasta que la turbina de vapor de 168 kg/cm^2 se ha vuelto común, muchas plantas que operan a presiones supercríticas de vapor de 245 a 385 kg/cm^2 se encuentran ya en operación o siendo construidas.

Otro refinamiento fue enfocado a una mayor utilización del calor con un aumento en el calentamiento de la alimentación, introduciendo bombas de drenaje de los calentadores. La circulación forzada o controlada contra la circulación natural en las calderas creó una demanda de equipo de bombeo especial.

El problema que se presenta con la introducción de calentadores de varias etapas entre la bomba del condensado y la caldera se redujo a una selección entre calentadores a fuego directo y permutadores de calor cerrados. La planta de fuerza común está basada en un sistema escalonada: se usa un calentador de contacto directo para deaereación del agua de alimentación y varios calentadores cerrados se colocan corriente arriba y corriente abajo del calentador de contacto directo y de la bomba de alimentación a la caldera, algunos de estos ciclos se les conoce como “*ciclo abierto*”, la principal variación de este método es el “*ciclo cerrado*” en el que la deaereación se ejecuta en el pozo caliente del condensador y todos los calentadores son del tipo cerrado (Ross, 2004).

La selección de las bombas debe ser muy cuidadosa ya que es importante debido a que la eficiencia de la planta está directamente afectada por la eficiencia de las bombas.

4.1. ANÁLISIS ENERGETICO

Para ejecutar la evaluación de eficiencia energética, se sugiere seguir una secuencia ordenada, lo que conducirá a mejores resultados. Sobre la base de la distribución de pérdidas, la evaluación de la eficiencia energética en un sistema de

bombeo debe incluir el análisis de los sistemas típicos donde se consume la energía, estos son (Tanya Moreno Corona, 2010):

- Conjunto motor-bomba, teniendo en cuenta eficiencias, condiciones de operación y aspectos de mantenimiento.
- Sistema de distribución, lo cual abarca conducciones, tanques y otros accesorios.
- Sistema electromotriz, incluido el transformador.
- Suministro energético, lo cual implica considerar las características del contrato de suministro.

Las medidas de ahorro típicas que se obtienen mediante esta metodología de análisis son las siguientes:

- Optimización del factor de potencia.
- Operación de bombas en zonas de máxima eficiencia.
- Utilización de motores de alta eficiencia.
- Disminución de pérdidas de carga en tuberías.
- Selección del calibre óptimo de conductores.

En este análisis energético de diversos casos en S.B. se realizará considerando casos reales de distintas instalaciones que van desde plantas termoeléctricas hasta plantas de ciclo combinado cada una con distinta capacidad de generación.

4.2. CASO 1.0 SISTEMA DE BOMBEO DE CONDENSADO

TIPO DE CENTRAL:	CENTRAL DE CICLO COMBINADO
CAPACIDAD:	246, 856.50 Kw
DATOS:	A 75% DE CAPACIDAD (185,000 Kw)
GENERACIÓN NETA:	1,599,368,162 kWh/año
GENERACIÓN BRUTA:	1,642,023,311 kWh/año
ENERGÉTICOS EMPLEADOS:	
GAS:	331, 441,622.00 m ³ Equivale a 2, 913,000.75 Gcal.
COSTO:	COSTO: 629, 259,081.72 (miles \$)

DATOS DE PRUEBA				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 1	Bomba Unidad 2
Potencia de la unidad	W	kW	185,000.00	185,000.00
Potencia eléctrica del motor	W_E	kW	214.77	210.00
Presión barométrica	P_{BAR}	kg/cm ²	1.02	1.02
Flujo volumétrico de la bomba	Q_L	lt/min	3,791.38	3,894.80
		GPM	1,001.69	1,029.01
Presión a la descarga de la bomba	P_D	kg/cm ¹	23.15	22.52
Presión a la succión de la bomba	P_S	kg/cm ²	0.31	0.31
Temperatura a la descarga en la bomba	T_D	°C	30.50	33.30
Temperatura a la succión de la bomba	T_S	°C	30.20	33.00
Densidad a la descarga de la bomba	ρ_D	kg/cm ³	996.56	996.63
Densidad a la succión de la bomba	ρ_S	kg/cm ³	995.66	994.77
Densidad del líquido en la bomba	ρ_L	lb/ft ³	62.19	62.16

DATOS CALCULADOS PARA VERIFICACIÓN				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 1	Bomba Unidad 2
Carga Total	H	m	229.30	223.25
Carga Total	H	ft	752.30	732.45
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	210.47	205.80
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	141.53	141.42
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	141.16	140.95
Eficiencia en la bomba	η_b	%	67.24	68.72
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	65.90	67.34

CÁLCULOS, CON DATOS DE PRUEBA, PARA VERIFICACIÓN DE RESULTADOS				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 1	Bomba Unidad 2
Carga Total	$H = P_D - P_S$	m	228.79	222.48
		ft	750.64	729.93
Potencia Eléctrica del motor	W_E	kW	214.77	210.00
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	210.47	205.80
Potencia Hidráulica	W_{mec}	BHP	189.30	189.02
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	141.16	140.95
Eficiencia del motor	$\eta_{m-calc.}$	%	98.00	98.00
Eficiencia de la bomba	$\eta_{b-calc.}$	%	67.07	68.49
Eficiencia de diseño de la bomba	$\eta_{b-dis.}$	%	-	-
Eficiencia de diseño mínima de la bomba (supuesta)	η_{bsup}	%	75.00	75.00
Cálculo de la potencia mecánica a la eficiencia de diseño mínima supuesta	W_{mec}	kW	188.21	187.94
Diferencia de la potencia mecánica	$\Delta W_{mec} - W_{mec-calc}$	kW	22.26	17.86
Diferencia de la potencia mecánica	$\Delta W_{mec} - W_{mec-calc}$	HP	29.85	23.95

Utilizando la ecuación para el cálculo del desequilibrio que existe en el sistema de bombeo da como resultado:

$$DESEQUILIBRIO = \left[\frac{(Q_{meas} \times H_{meas})}{(Q_{req} \times H_{req})} - 1 \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.1}$$

Q_{meas} = Caudal medido, en galones por minuto(GPM)

H_{meas} =Cabeza medida de descarga, en pies (ft)

Q_{req} =Caudal requerido, en(GPM)

H_{req} = Cabezal de descarga requerida, en pies (ft)

Si el desequilibrio entre las necesidades del sistema y la cabeza de descarga reales (medidas) y el caudal excede el 20%, se debe llevar a cabo una revisión detallada de los sistemas de bombeo dela planta.

Por lo tanto:

$$DESEQULIBRIO(BOMBA 1) = \left[\frac{(1,001.69 \times 752.30)}{(1,001.69 \times 750.64)} - 1 \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.2}$$

$$DESEQULIBRIO(BOMBA 1) = 0.22\%$$

$$DESEQULIBRIO(BOMBA 2) = \left[\frac{(1,029.01 \times 732.45)}{(1,029.01 \times 729.63)} - 1 \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.3}$$

$$DESEQULIBRIO(BOMBA 1) = 0.3865\%$$

El cálculo de la desviación de la carga hidráulica de la bomba con respecto a la de diseño:

$$DH_b = \left[\frac{(H'_b - H_b)}{(H_b)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.4}$$

DH_b = Desviación de la carga hidráulica%

H_b = Cabeza medida de descarga, en pies (ft)

H'_b = Cabeza de diseño, en pies (ft)

$$DH_{b3} = \left[\frac{(752.30 - 750.64)}{(750.64)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.5}$$

$$DH_{b3} = 0.22\%$$

$$DH_{b4} = \left[\frac{(732.45 - 729.63)}{(729.63)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.6}$$

$$DH_{b4} = 0.3865\%$$

No existe desviación en cuanto al caudal medido y al caudal de diseño en el sistema de bombeo, sin embargo, se puede observar que sí existe una desviación en cuanto a la carga total en las dos bombas analizadas, esta diferencia, en conjunto con la baja eficiencia a la cual están operando estas bombas, causa un importante consumo de energía de manera innecesaria.

En este caso podemos observar que existe un consumo innecesario de energía en las bombas 1 y 2; este consumo se estimó de 29.85 HP y de 23.95 HP respectivamente.

El porcentaje que representa cada unidad de bombeo respecto a la generación de la instalación es de 0.1161% y 0.1135% respectivamente.

Calculando el impacto económico que representa el consumo innecesario de energía para ambas unidades:

Para la unidad 1 y 2:

Consumo innecesario = 29.85 y 23.95 HP

Precio medio de la energía (diciembre 2016) = 2.2459 \$/kWh

Horas de servicio = 8760 hrs.

ImpactoEconómico

$$= \left[\frac{29.85 \text{ HP} \times \left(0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}}\right)}{0.6707} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459 \$}{\text{kWh}} \right) \times 8760 \text{ hrs} \right] \times 0.96 - Ec. 4.7$$

$$\text{ImpactoEconómico} = 627,076.63 \text{ \$/anuales}$$

ImpactoEconómico

$$= \left[\frac{23.95 \text{ HP} \times (0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}})}{0.6849} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{\text{kWh}} \right) \times 8760 \text{ hrs} \right] \times 0.96 - Ec4.8$$

ImpactoEconómico = 492,700.42 \$/anuales

4.3. CASO 1.1 SISTEMA DE BOMBEO DE ALIMENTACIÓN DE CALDERAS

TIPO DE CENTRAL:	CENTRAL DE CICLO COMBINADO
CAPACIDAD:	246 856.50 kW
DATOS:	A 79.8% DE CAPACIDAD (197,000 kW)
GENERACIÓN NETA:	1, 599, 368, 162 kWh/año
GENERACION BRUTA:	1, 642, 023, 311 kWh/año
Energéticos Empleados:	
GAS:	331, 441,622.00 m ³ Equivale a 2, 913,000.75 Gcal.
COSTO:	629, 259,081.72 (miles \$)

DATOS DE PRUEBA				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 3	Bomba Unidad 4
Potencia de la unidad	W	kW	197,000.00	197,000.00
Potencia eléctrica del motor	W_E	kW	1,932.24	1,772.00
Presión barométrica	P_{BAR}	kg/cm ²	1.01	1.01
Flujo volumétrico de la bomba	Q_L	lt/min	2,766.28	2,671.48
Flujo volumétrico de la bomba	Q_L	GPM	730.85	705.81
Presión de descarga en la bomba	P_D	kg/cm ²	232.38	244.83
Presión a la succión de la bomba	P_S	kg/cm ²	8.21	8.12
Temperatura a la descarga en la bomba	T_D	°C	162.00	163.00
Temperatura a la succión de la bomba	T_S	°C	156.30	157.70
Densidad a la descarga de la bomba	ρ_D	kg/cm ³	918.34	918.10
Densidad a la succión de la bomba	ρ_S	kg/cm ³	910.97	909.61
Densidad del líquido en la bomba	ρ_L	lb/ft ³	57.10	57.05

DATOS DE DISEÑO				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 3	Bomba Unidad 4
Flujo volumétrico de la bomba	Q_{LD}	lt/min	2,766.28	2,671.48
Eficiencia del motor	η_{mD}	%	98.50	98.50
Eficiencia de la bomba	η_{bD}	%	68.96	85.03
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	66.57	65.32

CÁLCULOS DE INSTALACIÓN				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 3	Bomba Unidad 4
Carga Total	H	m	2,459.92	2,601.39
Carga Total	H	ft	8,070.60	8,534.74
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	1,865.20	1,710.51
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	1,013.54	1,033.54
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	1,015.85	1,036.55
Eficiencia en la bomba	η_b	%	54.34	60.42
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	52.45	58.33
Diferencia de Eficiencia motor-bomba	$\Delta\eta_{m-b}$	%	-14.11	-6.99
Diferencia de Eficiencia de bomba	$\Delta\eta_b$	%	-14.62	-24.61
CÁLCULOS, CON DATOS DE PRUEBA, PARA VERIFICACIÓN DE RESULTADOS.				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 3	Bomba Unidad 4
Carga Total	$H = P_D - P_s$	m	2,245.57	2,371.18
		ft H ₂ O	7,367.35	7,779.47
Potencia Eléctrica del motor	W_E	kW	1,932.24	1,772.00
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	1,865.20	1,710.51
Potencia Hidráulica	W_{hid}	BHP	1,244.75	1,268.22
		kW	928.21	945.71
Eficiencia del motor	$\eta_{m-calc.}$	%	96.53	96.53
Eficiencia de la bomba	$\eta_{b-calc.}$	%	49.76	55.29
Eficiencia de diseño de la bomba	$\eta_{b-dis.}$	%	68.96	85.03
Eficiencia de diseño mínima de la bomba (supuesta)	η_{b-sup}	%	75.00	-
Cálculo de la potencia mecánica a la eficiencia de diseño mínima supuesta	$W_{mec-dis.}$	kW	1,237.61	1,112.21
Diferencia de la potencia mecánica	$\Delta W_{mec} - W_{mec-dis.}$	kW	627.59	598.30
Diferencia de la potencia mecánica	$\Delta W_{mec} - W_{mec-dis.}$	HP	841.61	802.33

El cálculo de la desviación de la carga hidráulica de la bomba con respecto a la de diseño:

$$DH_b = \left[\frac{(H'_b - H_b)}{(H_b)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.9}$$

DH_b = Desviación de la carga hidráulica%

H_b =Cabeza medida de descarga, en pies (ft)

H'_b = Cabeza de diseño, en pies (ft)

$$DH_{b3} = \left[\frac{(8,070.60 - 7,367.35)}{(7,367.35)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.10}$$

$$DH_{b3} = 9.55\%$$

$$DH_{b4} = \left[\frac{(8,534.74 - 7,779.47)}{(7,779.47)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.11}$$

$$DH_{b4} = 9.71\%$$

De acuerdo al cálculo en la desviación de la carga hidráulica para cada bomba del sistema de alimentación a calderas, se observan desviaciones de 9.5 y 9.7% respectivamente, la diferencia resulta en un impacto considerable en el consumo de energía, en este caso, podemos observar que existe un consumo innecesario de energía en las bombas 3 y 4; este consumo se estimó de 841.61 HP y de 802.33 HP.

Calculando el impacto económico que representa el consumo innecesario de energía para ambas unidades:

Para la unidad 3 Y 4:

Consumo innecesario = 841.61 y 802.33HP

Precio medio de la energía (diciembre 2016) = 2.2459 \$/kWh

Horas de servicio = 8760 hrs.

ImpactoEconómico

$$Bomba\ 3 = \left[\frac{841.61\ \text{HP} \times (0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}})}{0.4976} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{\text{kWh}} \right) \times 8760\ \text{hrs} \right] \times 0.951 - Ec. 4.12$$

$$ImpactoEconómico = 23,607,194.7\ \$/anuales$$

ImpactoEconómico

$$Bomba\ 4 = \left[\frac{802.331\ \text{HP} \times (0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}})}{0.5529} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{\text{kWh}} \right) \times 8760\ \text{hrs} \right] \times 0.951 - Ec. 4.13$$

$$ImpactoEconómico = 20,254,468.4\ \$/anuales$$

El porcentaje que representa cada unidad de bombeo respecto a la generación de la instalación es de 0.98% y 0.9% respectivamente. Otro punto importante es que las eficiencias calculadas de ambas bombas, con datos de prueba, son muy bajas; 49.76% para y 55.29%.

4.4. CASO 2.0 SISTEMA DE BOMBEO DE CIRCULACIÓN

TIPO DE CENTRAL:	CENTRAL TERMOELÉCTRICA
CAPACIDAD:	160,124.50 kW
DATOS	A 100 % DE CAPACIDAD (160,124.50 kW)
GENERACIÓN NETA:	270, 264 kWh/año
GENERACION BRUTA:	623, 341 kWh/año
Energéticos Empleados:	
	PRIMARIO:
COMBUSTOLEO	164, 869,006 L. Equivale a 1.637.918.838 Gcal.
COSTO:	3,376 (miles \$)
	SECUNDARIO:
DIESEL	110.150 L. Equivale a 1.032.347 Gcal.
COSTO:	3 (miles \$)

DATOS DE PRUEBA

	Variable	Unidades	Bomba 1A	Bomba 1B
Potencia de la unidad	W	kW	160,124.50	160,124.50
Potencia eléctrica del motor	W_E	kW	733.93	731.20
Presión barométrica	P_{BAR}	kg/cm ²	S/D	S/D
Flujo volumétrico de la bomba	Q_L	m ³ /h	8,685.54	8,581.44
		GPM	38,241.28	37,782.95
Presión a la descarga de la bomba	P_D	bar abs.	2.39	2.38
Presión a la succión de la bomba	P_S	bar abs.	1.01	1.01
Temperatura a la descarga en la bomba	T_D	°C	24.65	23.40
Temperatura a la succión de la bomba	T_S	°C	30.40	28.50
Densidad a la descarga de la bomba	ρ_D	kg/cm ³	997.06	997.40
Densidad a la succión de la bomba	ρ_S	kg/cm ³	995.48	996.00
Densidad del líquido en la bomba	ρ_L	lb/ft ³	62.19	62.22

DATOS DE DISEÑO

	Variable	Unidades	Bomba 1A	Bomba 1B
Flujo volumétrico de la bomba	Q_{LD}	m ³ /h	12,150.00	12,150.00
Eficiencia del motor	η_{mD}	%	S/D	S/D
Eficiencia de la bomba	η_{bD}	%	89.00	89.00
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	S/D	S/D

CÁLCULOS DE INSTALACIÓN

	Variable	Unidades	Bomba 1A	Bomba 1B
Carga Total	H	m	16.87	16.79
Carga Total	H	ft	55.35	55.09
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	576.64	573.92
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	-	-
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	331.84	326.10
Eficiencia en la bomba	η_b	%	57.54	56.82
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	-	-
Diferencia de Eficiencia motor-bomba	$\Delta\eta_{m-b}$	%	-	-
Diferencia de Eficiencia de bomba	$\Delta\eta_b$	%	-	-
CÁLCULOS, CON DATOS DE PRUEBA, PARA VERIFICACIÓN DE RESULTADOS				
	Variable	Unidades	Bomba 1A	Bomba 1B
Carga Total	$H = P_D - P_s$	m	14.09	14.00
		ft H ₂ O	46.21	45.95
Potencia Eléctrica del motor	W_E	kW	733.93	731.20
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	576.64	573.92
Potencia Hidráulica	W_{mec}	BHP	445.01	437.31
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	331.84	326.10
Eficiencia del motor	$\eta_{m-calc.}$	%	78.57	78.49
Eficiencia de la bomba	$\eta_{b-calc.}$	%	57.55	56.82
Eficiencia de diseño de la bomba	$\eta_{b-dis.}$	%	89.00	89.00
Eficiencia de diseño mínima de la bomba (supuesta)	η_{bsup}	%	-	-
Cálculo de la potencia mecánica a la eficiencia de diseño mínima supuesta	W_{mec}	kW	372.86	366.41
Diferencia de la potencia mecánica	$\Delta W_{mec} - W_{mec-calc}$	kW	203.78	207.51
Diferencia de la potencia mecánica	$\Delta W_{mec} - W_{mec-calc}$	HP	273.28	278.28

Utilizando la ecuación para el cálculo del desequilibrio que existe en el sistema de bombeo da como resultado:

$$DESEQUILIBRIO = \left[\frac{(Q_{meas} \times H_{meas})}{(Q_{req} \times H_{req})} - 1 \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.14}$$

Q_{meas} = Caudal medido, en galones por minuto(GPM)

H_{meas} =Cabeza medida de descarga, en pies (ft)

Q_{req} = Caudal requerido, en(GPM)

H_{req} = Cabezal de descarga requerida, en pies (ft)

Por lo tanto:

$$DESEQUILIBRIO(BOMBA 1A) = \left[\frac{(38,241.28 \times 46.21)}{(53,494.84 \times 55.35)} - 1 \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.15}$$

$$DESEQUILIBRIO(BOMBA 1) = 40.32 \%$$

$$DESEQUILIBRIO(BOMBA 1B) = \left[\frac{(37,782.95 \times 45.95)}{(53,494.84 \times 55.09)} - 1 \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.16}$$

$$DESEQUILIBRIO(BOMBA 2) = 41.1 \%$$

El cálculo de la desviación de la carga hidráulica de la bomba con respecto a la de diseño:

$$DH_b = \left[\frac{(H'_b \times H_b)}{(H_b)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.17}$$

DH_b = Desviación de la carga hidráulica%

H_b = Cabeza medida de descarga, en pies (ft)

H'_b = Cabeza de diseño, en pies (ft)

$$DH_{b1A} = \left[\frac{(55.35 - 46.21)}{(46.21)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.18}$$

$$DH_{b1} = 19.8 \%$$

$$DH_{b1B} = \left[\frac{(55.09 - 45.95)}{(45.95)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.19}$$

$$DH_{b2} = 19.9 \%$$

El cálculo de la desviación del gasto de la bomba con respecto al de diseño:

$$DQ_b = \left[\frac{(Q'_b - Q_b)}{(Q_b)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.20}$$

DQ_b = Desviación del gasto %

Q_b = Gasto medido, en pies (GPM)

Q'_b = Gasto de diseño, en pies (GPM)

$$DQ_{b1A} = \left[\frac{(53,494.84 - 38,241.28)}{(38,241.28)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.21}$$

$$DQ_{b2} = 39.89 \%$$

$$DQ_{b1B} = \left[\frac{(53,494.84 - 37,782.95)}{(37,782.95)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.23}$$

$$DQ_{b2} = 41.6 \%$$

De acuerdo al cálculo en la desviación de la carga hidráulica para cada bomba del sistema de circulación, se observan desviaciones de 19.8 y 19.9% respectivamente, la desviación en cuanto al caudal referenciado con el de diseño es de 39.89 y 41.6%; en conjunto, el porcentaje de desequilibrio en cada bomba analizada resulta en 40.32% para la bomba 1A y de 41.1% para la bomba 1B.

En este caso podemos observar que existe un consumo innecesario de energía en las bombas 1A y 1B; este consumo se estimó de 273.28 HP y de 278.28 HP respectivamente.

Calculando el impacto económico que representa el consumo innecesario de energía para ambas unidades:

Para la unidad 1A y 1B

Consumo innecesario = 273.28 HP y de 278.28 HP respectivamente.

Precio medio de la energía (diciembre 2016) = 2.2459 \$/kWh

Horas de servicio = 8760 hrs.

Impacto Económico

$$Bomba\ 1A = \left[\frac{273.28\ HP \times (0.746 \frac{kW}{HP})}{0.5755} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{kWh} \right) \times 8760\ hrs \right] \times 0.62 - Ec.\ 4.24$$

$$Impacto\ Económico = 4,321,032.8\ \$/anuales$$

Impacto Económico

$$Bomba\ 1B = \left[\frac{278.28\ HP \times (0.746 \frac{kW}{HP})}{0.5682} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{kWh} \right) \times 8760\ hrs \right] \times 0.616 - Ec.\ 4.25$$

$$Impacto\ Económico = 4,427,869.7\ \$/anuales$$

En este caso existe un desequilibrio considerable que sobrepasa el 20%, por lo tanto, se debe realizar una inspección detallada de todo el sistema de bombeo,

este desequilibrio puede deberse a que la bomba calculada puede ser de un tamaño incorrecto para las necesidades actuales, debido a que tiene un alto caudal que varía más de 30% desde su punto de máximo rendimiento (BEP) caudal. Algunas posibles soluciones para un bajo consumo de energía incluyen el uso de bombas múltiples, añadiendo pequeñas bombas auxiliares, el recorte de los impulsores, o la adición de una unidad de velocidad variable. En algunos casos, puede ser práctico el reemplazar el motor actual por un motor eléctrico más lento, por ejemplo, un motor que funcione a 1200 revoluciones por minuto (rpm) en lugar de uno que funciona a 1800 rpm.

También es importante resaltar que las eficiencias de estas bombas "1A" (57.54%) y "1B" (56.82%) son demasiado bajas para las características de estas bombas y las condiciones de operación, su **eficiencia debe ser cercana a la de diseño (89%)**, mientras que el porcentaje que representa cada unidad de bombeo respecto a la generación de la instalación es de 0.46% para ambas unidades.

4.5. CASO 2.1 SISTEMA DE BOMBE DE ALIMENTACIÓN DE CALDERAS

TIPO DE CENTRAL:	CENTRAL TERMOELÉCTRICA				
CAPACIDAD:	160,124.50 kW				
DATOS	A 100 % DE CAPACIDAD (160,124.5 kW)				
GENERACIÓN NETA:	270, 264 kWh/año				
GENERACION BRUTA:	623, 341 kWh/año				
Energéticos Empleados:	PRIMARIO:				
COMBUSTOLEO	164, 869,006 L. Equivale a 1.637.918.838 Gcal.				
COSTO:	3,376 (miles \$)				
SECUNDARIO:	DIESEL				
DIESEL	110.150 L. Equivale a 1.032.347 Gcal.				
COSTO:	3,000 (miles \$)				
DATOS DE PRUEBA					
	Variable	Unidades	Bomba 1A	Bomba 1B	Bomba 1C

Potencia de la unidad	W	kW	-	-	-
Potencia eléctrica del motor	W_E	kW	1,721.40	1,733.88	1,757.55
Presión barométrica	P_{BAR}	kg/cm ²	1.01	1.01	1.01
Flujo volumétrico de la bomba	Q_L	m ³ /h	312.96	293.16	310.62
Flujo volumétrico de la bomba	Q_L	GPM	1,377.90	1,290.73	1,367.64
Presión de descarga en la bomba	P_D	bar abs.	145.51	143.84	142.84
Presión a la succión de la bomba	P_S	bar abs.	6.83	6.22	7.08
Temperatura a la descarga en la bomba	T_D	°C	158.28	158.28	158.30
Temperatura a la succión de la bomba	T_S	°C	155.79	154.66	155.66
Densidad a la descarga de la bomba	ρ_D	kg/cm ³	912.28	912.28	912.31
Densidad a la succión de la bomba	ρ_S	kg/cm ³	908.95	907.43	908.77
Densidad del líquido en la bomba	ρ_L	lb/ft ³	56.85	56.80	56.84
DATOS DE DISEÑO					
	Variable	Unidades	Bomba 1A	Bomba 1B	Bomba 1C
Flujo volumétrico de la bomba	Q_{LD}	m ³ /h	-	-	-
Eficiencia del motor	η_{mD}	%	-	-	-
Eficiencia de la bomba	η_{bD}	%	80.00	80.00	80.00
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	-	-	-
CÁLCULOS DE INSTALACIÓN					
	Variable	Unidades	Bomba 1A	Bomba 1B	Bomba 1C
Carga Total	H	m	1,544.30	1,532.78	1,512.08
Carga Total	H	ft	5,066.60	5,028.81	4,960.89
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	1,490.26	1,498.81	1,521.13
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	-	-	-
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	1,197.04	1,112.02	1,163.24
Eficiencia en la bomba	η_b	%	73.75	68.11	70.20
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	-	-	-
Diferencia de Eficiencia motor-bomba	Δη_{m-b}	%	-	-	-
Diferencia de Eficiencia de bomba	Δη_b	%	-	-	-
CÁLCULOS, CON DATOS DE PRUEBA, PARA VERIFICACIÓN DE RESULTADOS.					
	Variable	Unidades	Bomba 1A	Bomba 1B	Bomba 1C
Carga Total	H = P_D - P_S	m	1,416.58	1,405.78	1,386.76

Potencia Eléctrica del motor	W_E	ft H ₂ O	4,647.58	4,612.15	4,549.75
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	1,721.40	1,733.88	1,757.55
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	1,490.26	1,498.81	1,521.13
	W_{hid}	BHP	1,473.88	1,368.97	1,431.99
	W_{hid}	kW	1,099.07	1,020.84	1,067.83
Eficiencia del motor	$\eta_{m-calc.}$	%	86.57	86.44	86.55
Eficiencia de la bomba	$\eta_{b-calc.}$	%	73.75	68.11	70.20
Eficiencia de diseño de la bomba	$\eta_{b-dis.}$	%	80.00	80.00	80.00
Eficiencia de diseño mínima de la bomba (supuesta)	η_{b-sup}	%	-	-	-
Cálculo de la potencia mecánica a la eficiencia de diseño mínima supuesta	$W_{mec-dis.}$	kW	1,373.84	1,276.05	1,334.79
Diferencia de la potencia mecánica	$\Delta W_{mec}-W_{mec-dis.}$	kW	116.42	222.76	186.33
Diferencia de la potencia mecánica	$\Delta W_{mec}-W_{mec-dis.}$	HP	156.12	298.73	249.88

El cálculo de la desviación de la carga hidráulica de la bomba con respecto a la de diseño:

$$DH_b = \left[\frac{(H'_b \times H_b)}{(H_b)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.26}$$

DH_b = Desviación de la carga hidráulica%

H_b = Cabeza medida de descarga, en pies (ft)

H'_b = Cabeza de diseño, en pies (ft)

$$DH_{b1A} = \left[\frac{(5,066.60 - 4,647.58)}{(4,647.58)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.27}$$

$$DH_{b1A} = 9.02 \%$$

$$DH_{b1B} = \left[\frac{(5,028.81 - 4,612.15)}{(4,612.15)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.28}$$

$$DH_{b1B} = 9.03 \%$$

$$DH_{b1C} = \left[\frac{(4,960.89 - 4,549.75)}{(4,549.75)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.29}$$

$$DH_{b1C} = 9.04 \%$$

De acuerdo al cálculo en la desviación de la carga hidráulica para cada bomba del sistema de alimentación a calderas, se observan desviaciones de 9.02, 9.03 y 9.04% respectivamente.

La cantidad de energía de 156.12 HP es lo que consume innecesariamente la bomba 1A, 222.76kW (298.73 HP) es lo que está consumiendo innecesariamente la bomba "unidad 1B". La cantidad de 186.33kW (249.88 HP) es lo que la bomba de la "unidad 1C" está consumiendo innecesariamente.

Calculando el impacto económico que representa el consumo innecesario de energía para ambas unidades:

Para la unidad 1A, 1B Y 1C:

Consumo innecesario =156.12 HP, 298.73 HP y 249.88 HP

Precio medio de la energía (diciembre 2016) = 2.2459 \$/kWh

Horas de servicio = 8760 hrs.

Calculando el impacto económico que representa el consumo innecesario de energía para ambas unidades:

impactoeconomico

$$Bomba1A = \left[\frac{156.12 \text{ HP} \times (0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}})}{0.7375} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{\text{kWh}} \right) \times 8760 \text{ hrs} \right] \times 0.75 - Ec. 4.30$$

$$\text{impactoeconomico} = 2,330,188.9 \text{ \$/anuales}$$

impactoeconomico

$$Bomba 1B = \left[\frac{298.73 \text{ HP} \times (0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}})}{0.6811} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{\text{kWh}} \right) \times 8760 \text{ hrs} \right] \times 0.75 - Ec. 4.31$$

$$\text{impactoeconomico} = 4,827,947.86\$/anuales$$

impacto economico

$$Bomba1C = \left[\frac{249.88 \text{ HP} \times (0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}})}{0.7020} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{\text{kWh}} \right) \times 8760 \text{ hrs} \right] \times 0.75 - Ec. 4.32$$

$$\text{impactoeconomico} = 3,918,221.63\$/anuales$$

Las eficiencias de estas bombas "1A, 1B y 1C" son bajas para las características de estas bombas y las condiciones de operación, su **eficiencia debe ser cercana a la de diseño (80%)**.

4.6. CASO 2.2 SISTEMA DE BOMBEO DE CONDESADO

TIPO DE CENTRAL:	CENTRAL TERMOELÉCTRICA
CAPACIDAD:	160,124.50 kW
DATOS	A100 % DE CAPACIDAD (160,124.50 kW)
GENERACIÓN NETA:	270, 264 kWh/año
GENERACION BRUTA:	623, 341 kWh/año
Energéticos Empleados:	
	PRIMARIO:
COMBUSTOLEO	164, 869,006 L. Equivale a 1.637.918.838 Gcal.
COSTO:	3,376 (miles \$)
	SECUNDARIO:
DIESEL	110.150 L. Equivale a 1.032.347 Gcal.
COSTO:	3,000 (miles \$)

DATOS DE PRUEBA

	Variable	Unidades	Bomba 2A	Bomba 2B
Potencia de la unidad	W	kW	S/D	S/D
Potencia eléctrica del motor	W_E	kW	384.65	380.70
Presión barométrica	P_{BAR}	kg/cm ²	S/D	S/D
Flujo volumétrico de la bomba	Q_L	m ³ /h	451.30	430.23
		GPM	1,987.03	1,894.26
Presión a la descarga de la bomba	P_D	bar abs.	23.41	22.22
Presión a la succión de la bomba	P_S	bar abs.	0.40	0.38
Temperatura a la descarga en la bomba	T_D	°C	56.67	57.32
Temperatura a la succión de la bomba	T_S	°C	55.74	55.98
Densidad a la descarga de la bomba	ρ_D	kg/cm ³	985.32	985.07
Densidad a la succión de la bomba	ρ_S	kg/cm ³	985.67	985.58
Densidad del líquido en la bomba	ρ_L	lb/ft ³	61.52	61.51

DATOS DE DISEÑO

	Variable	Unidades	Bomba 2A	Bomba 2B
Flujo volumétrico de la bomba	Q_{LD}	m ³ /h	-	-
Eficiencia del motor	η_{MD}	%	S/D	S/D
Eficiencia de la bomba	η_{BD}	%	81.12	81.12
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	S/D	S/D

CÁLCULOS DE INSTALACIÓN				
	Variable	Unidades	Bomba 2A	Bomba 2B
Carga Total	H	m	241.22	229.09
Carga Total	H	ft	791.40	751.61
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	350.78	346.95
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	-	-
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	284.55	257.40
Eficiencia en la bomba	η_b	%	81.12	74.19
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	-	-
Diferencia de Eficiencia motor-bomba	Δη_{m-b}	%	-	-
Diferencia de Eficiencia de bomba	Δη_b	%	-	-
CÁLCULOS, CON DATOS DE PRUEBA, PARA VERIFICACIÓN DE RESULTADOS				
	Variable	Unidades	Bomba 2A	Bomba 2B
Carga Total	H = P_D - P_S	m	235.00	223.03
		ft H ₂ O	771.00	731.72
Potencia Eléctrica del motor	W_E	kW	384.65	380.70
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	350.78	346.95
Potencia Hidráulica	W_{mec}	BHP	381.59	345.18
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	284.55	257.40
Eficiencia del motor	η_{m-calc.}	%	91.19	91.13
Eficiencia de la bomba	η_{b-calc.}	%	81.12	74.19
Eficiencia de diseño de la bomba	η_{b-dis.}	%	81.12	81.12
Eficiencia de diseño mínima de la bomba (supuesta)	η_{bsup}	%	-	-
Cálculo de la potencia mecánica a la eficiencia de diseño mínima supuesta	W_{mec}	kW	350.78	317.31
Diferencia de la potencia mecánica	ΔW_{mec}-W_{mec-calc}	kW	0.00	29.64
Diferencia de la potencia mecánica	ΔW_{mec}-W_{mec-calc}	HP	0.00	39.75

El cálculo de la desviación de la carga hidráulica de la bomba con respecto a la de diseño:

$$DH_b = \left[\frac{(H'_b \times H_b)}{(H_b)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.33}$$

DH_b = Desviación de la carga hidráulica%

H'_b = Cabeza medida de descarga, en pies (ft)

H_b = Cabeza de diseño, en pies (ft)

$$DH_{b2A} = \left[\frac{(791.40 - 771.00)}{(771.00)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.34}$$

$$DH_{b1A} = 2.65 \%$$

$$DH_{b2B} = \left[\frac{(751.61 - 731.72)}{731.72} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.35}$$

$$DH_{b2B} = 2.72 \%$$

De acuerdo al cálculo en la desviación de la carga hidráulica para cada bomba del sistema de condensado, se observan desviaciones de 2.65 y 2.72% respectivamente, en este caso existe también una variación en cuanto a la carga hidráulica para ambas unidades, sin embargo, la unidad 2A no consume energía innecesaria debido a que se encuentra operando en su B.E.P. mientras que la bomba 2B cuenta con una variación.

La cantidad de energía de 39.75 HP es lo que consume innecesariamente la bomba 2B. Calculando el impacto económico que representa el consumo innecesario de energía para ambas unidades:

Para la unidad 2B:

Consumo innecesario = 39.75 HP

Precio medio de la energía (diciembre 2016) = 2.2459 \$/kWh

Horas de servicio = 8760 hrs.

impacto economico

$$Bomba\ 2B = \left[\frac{39.75\ HP \times \left(0.746 \frac{kW}{HP}\right)}{0.7419} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{kWh} \right) \times 8760\ hrs \right] \times 0.83 - Ec. 4.36$$

impacto economico = 652,684.4 \$/anuales

Las eficiencias de estas bombas "2B" debe ser cercana a la de diseño (83%).

4.7. CASO 3.0 SISTEMA DE BOMBEO DE CONDESADO

TIPO DE CENTRAL:	CENTRAL TERMOELÉCTRICA
CAPACIDAD:	243,474 kW
DATOS	A191,00kW (78%)
GENERACIÓN NETA:	1, 415, 414,558 kWh/año
GENERACION BRUTA:	1, 379, 959,576 kWh/año
Energéticos Empleados:	
	PRIMARIO:
GAS	286, 528,230 m3. Equivale a 2, 523,796.96 Gcal.
COSTO:	542, 417,674.01 (miles \$)
DATOS DE PRUEBA	

	Variable	Unidades	Bomba Unidad 10	Bomba Unidad 20
Potencia de la unidad	W	kW	191,000.00	192,000.00
Potencia eléctrica del motor	W_E	kW	241.77	242.73
Presión barométrica	P_{BAR}	kg/cm ²	1.02	1.02
Flujo volumétrico de la bomba	Q_L	lt/min	3,615.00	3,749.92
		GPM	955.09	990.73
Presión a la descarga de la bomba	P_D	kg/cm ¹	23.40	22.77
Presión a la succión de la bomba	P_S	kg/cm ²	0.30	0.30
Temperatura a la descarga en la bomba	T_D	°C	30.80	30.60
Temperatura a la succión de la bomba	T_S	°C	30.50	30.30
Densidad a la descarga de la bomba	ρ_D	kg/cm ³	996.48	996.51
Densidad a la succión de la bomba	ρ_S	kg/cm ³	995.57	995.63
Densidad del líquido en la bomba	ρ_L	lb/ft ³	62.18	62.18

DATOS DE DISEÑO				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 10	Bomba Unidad 20
Flujo volumétrico de la bomba	Q_{LD}	lt/min	S/D	S/D
Eficiencia del motor	η_{mD}	%	S/D	S/D
Eficiencia de la bomba	η_{bD}	%	S/D	S/D
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	S/D	S/D

CÁLCULOS DE INSTALACIÓN				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 10	Bomba Unidad 20
Carga Total	H	m	231.40	225.09
Carga Total	H	ft	759.18	738.48
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	236.93	237.88
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	136.50	137.76
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	136.11	137.34
Eficiencia en la bomba	η_b	%	57.61	57.91
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	56.46	56.75
Diferencia de Eficiencia motor-bomba	Δη_{m-b}	%	-	-
Diferencia de Eficiencia de bomba	Δη_b	%	-	-

CÁLCULOS CON DATOS DE PRUEBA

	Variable	Unidades	Bomba Unidad 10	Bomba Unidad 20
Carga Total	$H = P_D - P_s$	m	231.40	225.09
		ft H ₂ O	759.18	738.48
Potencia Eléctrica del motor	W_E	kW	241.77	242.73
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	236.93	237.88
Potencia Hidráulica	W_{mec}	BHP	182.53	184.18
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	136.11	137.34
Eficiencia del motor	$\eta_{m-calc.}$	%	98.00	98.00
Eficiencia de la bomba	$\eta_{b-calc.}$	%	57.45	57.74
Eficiencia de diseño de la bomba	$\eta_{b-dis.}$	%	-	-
Eficiencia de diseño mínima de la bomba (supuesta)	η_{bsup}	%	75.00	75.00
Cálculo de la potencia mecánica a la eficiencia de diseño mínima supuesta	W_{mec}	kW	181.49	183.13
Diferencia de la potencia mecánica	$\Delta W_{mec} - W_{mec-calc}$	kW	55.44	54.75
Diferencia de la potencia mecánica	$\Delta W_{mec} - W_{mec-calc}$	HP	74.35	73.43

El porcentaje que representa cada unidad de bombeo respecto a la generación de la instalación es de 0.13% y 0.126% respectivamente.

Calculando el impacto económico que representa el consumo innecesario de energía para ambas unidades:

Para la unidad 10 y 20

Consumo innecesario = 74.35 y 73.43HP

Precio medio de la energía (diciembre 2016) = 2.2459 \$/kWh

Horas de servicio = 8760 hrs.

impactoeconomico

$$= \left[\frac{74.35 \text{ HP} \times \left(0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}}\right)}{0.5745} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459 \$}{\text{kWh}} \right) \times 8760 \text{ hrs} \right] \times 0.96 - \text{Ec. 4.37}$$

$$\text{impactoeconomico} = 1,823,457.02 \$/\text{anuales}$$

$$impactoeconomico = \left[\frac{73.43 \text{ HP} \times \left(0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}}\right)}{0.5774} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{\text{kWh}} \right) \times 8760 \text{ hrs} \right] \times 0.96$$

–Ec4.38

$$impactoeconomico = 1,791,848.7\$/anuales$$

Las eficiencias de estas bombas "10" y "20" son bajas para las características de estas bombas, así como las condiciones de operación, la eficiencia debe ser por lo menos de 75%.

4.8. CASO 3.1 SISTEM DE BOMBEO DE AGUA DE ALIMENTACIÓN A CALDERA

TIPO DE CENTRAL:	CENTRAL TERMOELÉCTRICA			
CAPACIDAD:	243,474 kW			
DATOS	A197,00kW (80.9%)			
GENERACIÓN NETA:	1, 415, 414,558 kWh/año			
GENERACION BRUTA:	1, 379, 959,576 kWh/año			
Energéticos Empleados:	PRIMARIO:			
GAS	286, 528,230 m3. Equivale a 2, 523,796.96 Gcal.			
COSTO:	542, 417,674.01 (miles \$)			
DATOS DE PRUEBA				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 50	Bomba Unidad 60
Potencia de la unidad	W	kW	192,000.00	191,000.00
Potencia eléctrica del motor	W_E	kW	1,842.49	1,813.59
Presión barométrica	P_{BAR}	kg/cm ²	1.02	1.02
Flujo volumétrico de la bomba	Q_L	lt/min	2,684.93	2,753.57
Flujo volumétrico de la bomba	Q_L	GPM	709.36	727.50
Presión de descarga en la bomba	P_D	kg/cm ²	242.35	242.01
Presión a la succión de la bomba	P_S	kg/cm ²	8.30	8.34
Temperatura a la descarga en la bomba	T_D	°C	159.90	155.90
Temperatura a la succión de la bomba	T_S	°C	157.80	154.20
Densidad a la descarga de la bomba	ρ_D	kg/cm ³	920.83	924.45
Densidad a la succión de la bomba	ρ_S	kg/cm ³	909.52	913.00
Densidad del líquido en la bomba	ρ_L	lb/ft ³	57.13	57.36

DATOS DE DISEÑO				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 50	Bomba Unidad 60
Flujo volumétrico de la bomba	Q_{LD}	lt/min	2,684.93	2,753.56
Eficiencia del motor	η_{mD}	%	98.50	98.50
Eficiencia de la bomba	η_{bD}	%	67.85	85.03
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	65.50	66.40
CÁLCULOS DE INSTALACIÓN				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 50	Bomba Unidad 60
Carga Total	H	m	2,572.49	2,558.50
Carga Total	H	ft	8,439.93	8,394.03
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	1,778.46	1,750.66
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	1,027.11	1,051.64
Potencia Hidráulica	W_{hid}	kW	1,031.64	1,056.50
Eficiencia en la bomba	η_b	%	57.75	60.07
Eficiencia del grupo motor-bomba	η_{m-b}	%	55.75	57.99
Diferencia de Eficiencia motor-bomba	$\Delta\eta_{m-b}$	%	-9.75	-8.41
Diferencia de Eficiencia de bomba	$\Delta\eta_b$	%	-10.10	-24.96
CÁLCULOS CON DATOS DE PRUEBA				
	Variable	Unidades	Bomba Unidad 50	Bomba Unidad 60
Carga Total	$H = P_D - P_S$	m	2,344.54	2,340.73
		ft H ₂ O	7,692.05	7,679.56
Potencia Eléctrica del motor	W_E	kW	1,842.49	1,813.59
Potencia Mecánica	W_{mec}	kW	1,778.46	1,750.66
Potencia Hidráulica	W_{hid}	BHP	1,262.05	1,297.42
	W_{hid}	kW	941.11	967.48
Eficiencia del motor	$\eta_{m-calc.}$	%	96.52	96.53
Eficiencia de la bomba	$\eta_{b-calc.}$	%	52.92	55.26
Eficiencia de diseño de la bomba	$\eta_{b-dis.}$	%	67.85	85.03
Eficiencia de diseño mínima de la bomba (supuesta)	η_{b-sup}	%	75.00	-
Cálculo de la potencia mecánica a la eficiencia de diseño mínima supuesta	$W_{mec-dis.}$	kW	1,254.81	1,138
Diferencia de la potencia mecánica	$\Delta W_{mec} - W_{mec-dis.}$	kW	523.65	612.85
	$\Delta W_{mec} - W_{mec-dis.}$	HP	702.22	821.84

El cálculo de la desviación de la carga hidráulica de la bomba con respecto a la de diseño:

$$DH_b = \left[\frac{(H'_b \times H_b)}{(H_b)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.39}$$

DH_b = Desviación de la carga hidráulica%

H'_b = Cabeza medida de descarga, en pies (ft)

H_b = Cabeza de diseño, en pies (ft)

BOMBA 50

$$DH_{b50} = \left[\frac{(8,439.93 - 7,692.05)}{(7,692.05)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.40}$$

$$DH_b = 9.73 \%$$

BOMBA 60

$$DH_{b60} = \left[\frac{(8,394.03 - 7,679.56)}{(7,679.56)} \right] \times 100 \text{ --- Ec. 4.41}$$

$$DH_b = 9.3 \%$$

De acuerdo al cálculo en la desviación de la carga hidráulica para cada bomba del sistema de alimentación a calderas, se observan desviaciones de 9.73 y 9.3% respectivamente. Existe una considerable cantidad de energía que se consume innecesariamente para ambas unidades, esto debido a una baja notable en cuanto a la eficiencia con la que se operan las unidades.

En este caso podemos observar que existe un consumo innecesario de energía en las bombas 1 y 2; este consumo se estimó de 702.22 HP y de 821.84 HP respectivamente.

Calculando el impacto económico que representa el consumo innecesario de energía para ambas unidades:

Para la unidad 50 y 60

Consumo innecesario = 702.22 y 821.84 HP

Precio medio de la energía (diciembre 2016) = 2.2459 \$/kWh

Horas de servicio = 8760 hrs.

impactoeconomico 50

$$= \left[\frac{702.22 \text{ HP} \times \left(0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}}\right)}{0.5292} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{\text{kWh}} \right) \times 8760 \text{ hrs} \right] \times 0.93 - Ec. 4.42$$

$$i\text{mpactoeconomico} = 18,112,135.4 \$/\text{anuales}$$

impactoeconomico 60

$$= \left[\frac{821.84 \text{ HP} \times \left(0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}}\right)}{0.6707} \right] \times \left[\left(\frac{2.2459\$}{\text{kWh}} \right) \times 8760 \text{ hrs} \right] \times 0.932$$

– Ec. 4.43

$$i\text{mpactoeconomico} = 20,343,499,180.24 \$/\text{anuales}$$

El porcentaje que representa cada unidad de bombeo respecto a la generación de la instalación es de 0.96% y 0.95% respectivamente.

CAPITULO V

5. CONSECUENCIAS ENERGÉTICAS LOS SISTEMAS DE BOMBEO

Los sistemas de bombeo representan casi el 20 % de la demanda de energía eléctrica del mundo y van desde 25-50% del uso de energía en ciertas operaciones en una planta industrial. Los servicios que ofrecen los sistemas de bombeo son muy extensos. Aunque las bombas, son compradas generalmente como componentes individuales, el servicio que proporcionan es parte de un sistema. La energía y los materiales utilizados por un sistema dependen del diseño de la bomba, el diseño de la instalación, y la forma en que el sistema es operado. Estos factores son interdependientes. Lo que es más deben ser cuidadosamente adaptados entre sí, y permanecen así durante toda su vida útil para garantizar el menor coste de energía y mantenimiento (Gil, 2008):

De acuerdo a estudios del Instituto de Investigaciones Eléctricas (IEE), se ha determinado que el mayor grado de ineficiencia ocurre en el sistema de condensación. El grado de ineficiencia puede oscilar entre 1 y 15 MW.

5.1. FACTORES QUE AFECTAN EN CONSUMO DE ENERGÍA EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO

SISTEMA DE CONDENSACIÓN: El sistema de condensación típico de una planta termoeléctrica convencional (ciclo Rankine) se muestra en la figura 5.1:

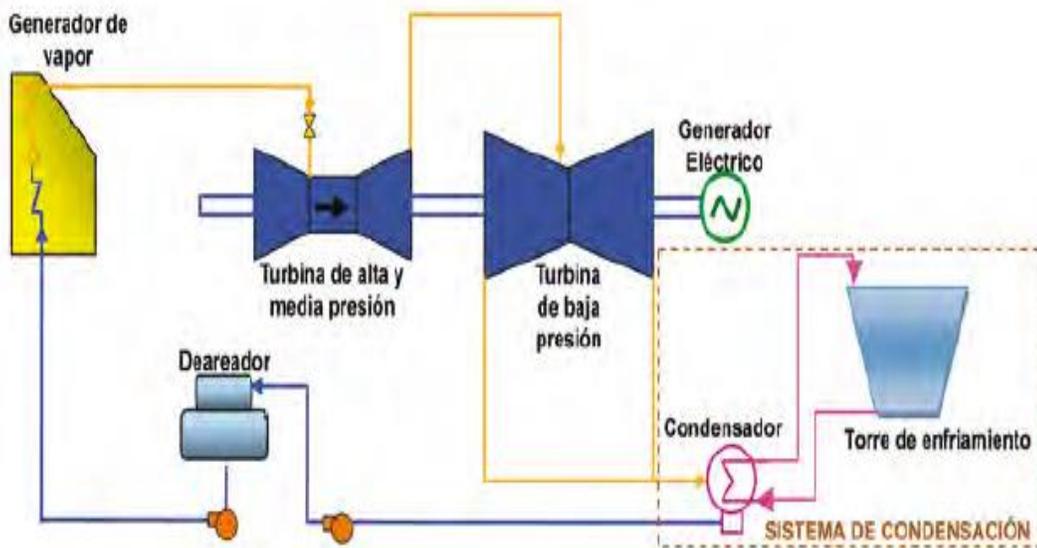


FIG. 5.1 Sistema de condensación típico de una planta termoeléctrica.

En este ciclo de potencia el vapor procedente del generador de vapor se expande en las secciones de alta, media y baja presión de la turbina para producir potencia mecánica, la cual se convierte en energía eléctrica. A la salida de la turbina de baja presión, el vapor de escape es enviado al condensador, donde intercambia calor con el agua de enfriamiento (agua de circulación) para condensarse. El vapor condensado es enviado al deaerador por medio de bombas y, posteriormente, es suministrado al generador de vapor por medio de las bombas de alimentación.

El vapor de escape de la turbina debe de condensarse para mantener la presión requerida en las últimas etapas de la misma, con la finalidad de lograr la mayor eficiencia del ciclo, además para poder enviarlo en estado líquido al generador de vapor. Existen varias alternativas de los sistemas de condensación, por ejemplo, sistemas de enfriamiento de un solo paso, torres de enfriamiento húmedas, sistemas de enfriamiento secos o híbridos.

En las centrales termoeléctricas convencionales de México normalmente se utilizan los sistemas con torres de enfriamiento húmedas de flujo cruzado y tiro

mecánico, así como los sistemas de un solo paso. Aunque el diseño de dichos sistemas varía de una planta a otra, los componentes mostrados son comunes en la mayoría de los casos. Sus principales componentes se muestran en la figura 5.2:

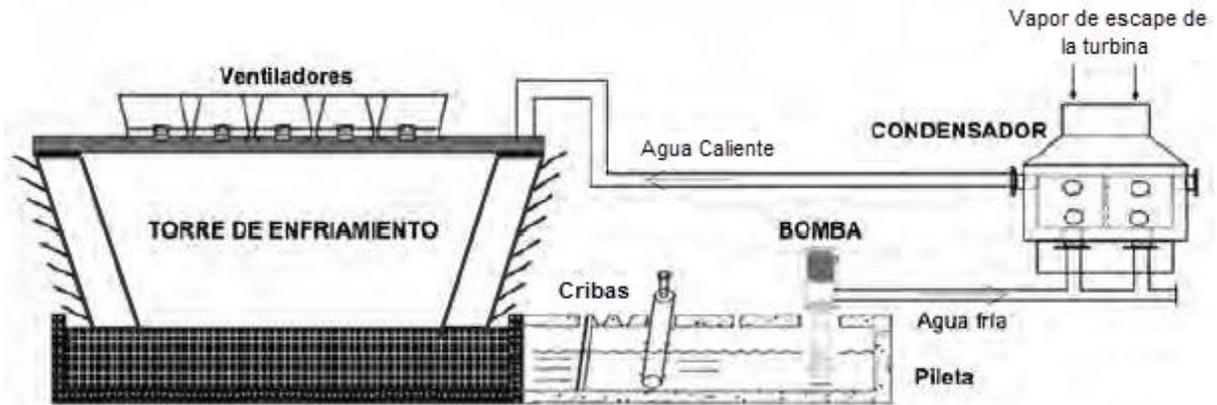


FIG. 5.2 Componentes del sistema de condensación <http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>

Dentro de los principales parámetros para mantener una buena eficiencia energética en un sistema de condensado se pueden encontrar: la temperatura de agua fría esperada en la torre de enfriamiento, el factor de limpieza del condensador y la eficiencia del conjunto motor-bomba del S. B. de agua de circulación.

La temperatura de condensación del vapor depende fundamentalmente de la del sistema de enfriamiento de que se disponga (mar, río, torre de enfriamiento). Los intervalos habituales son 30–45 °C (corresponde a presiones de saturación de 4.2–10 kPa (Gil, 2008).

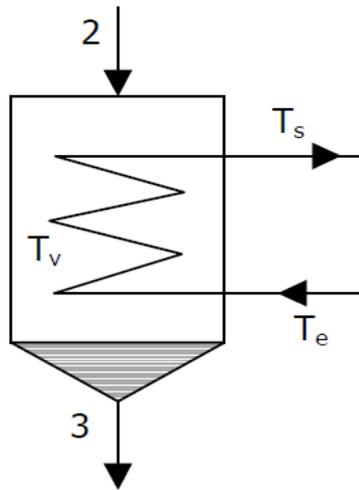


FIG. 5.3 Esquema de un condensador. El vapor (2) procede de la turbina, y condensa a temperatura T_v . El agua de refrigeración entra a T_e y sale a T_s .

Un ejemplo del caso práctico, demuestra la relación muy estrecha entre el buen funcionamiento del condensador y la eficiencia del sistema de bombeo de condensados. En la tabla 5.1, se muestra la información del condensador de dicha instalación termoeléctrica:

Parámetro	Unidades	Referencia	Pba – Ref	Diferencia
Potencia generada	[kW]	160,000.0	160,124.5	
Presión del condensador	[mbar abs]	111.00	184.30	73.30
Temperatura de escape	[°C]	47.89	58.33	10.44
Temperatura agua caliente	[°C]	38.12 / 38.12	33.32 / 30.59	-4.80 / -7.53
Temperatura agua fría	[°C]	31.20 / 31.20	24.46 / 24.30	-6.74 / -6.90
Rango	[°C]	6.92 / 6.92	8.86 / 6.29	1.94 / -0.63
Diferencial Terminal de temperatura	[°C]	9.77 / 9.77	25.01 / 27.74	15.24 / 17.97
Carga térmica	[kcal/h]	1.735E+08	2.019E+08	2.838E+07

Caída de presión en cajas	[mbar]	320.0	343.23 / 372.65	23.23 / 52.65
Flujo agua de circulación por bomba	[m ³ /h]	12150.00	8,685.54 / 8,581.44	-3,464.46 / -3,568.56
Flujo agua de circulación total	[m ³ /h]	24300.00	17266.98	-7033.02

Tabla 5.1 parámetros (Bloch Heinz P., Budris Allan R., *Pump User's Handbook Life Extension*, tercera edición, CRC Press, The Fairmont Press Inc, Boca Raton, FL. U.S.A, 2010)

Un punto importante que resalta de la tabla de datos es el flujo de agua que proporcionan las bombas de circulación, de acuerdo a los valores medidos resulta ser 28.51% y 29.4% (para las bombas 1A y 1B respectivamente) menor que la requerida por el diseño del condensador.

La diferencia de flujos resulta en más de 3464.46 m³/h y 3568.56 m³/h para cada bomba. Esto es una posible indicación que las bombas que actualmente están operando no lo están haciendo en su punto óptimo (Gil, 2008).

Se observan muchas fluctuaciones en cuanto a los valores de diseño y los valores medidos para la presión de vacío en el condensador, este parámetro es de suma importancia ya que de este depende que exista un buen funcionamiento de este, de los eyectores y de las temperaturas de operación.

Actualmente la presión de vacío estaba operando en 184,30 mbar, el valor de diseño de este parámetro es de 111,0 mbar, por lo que el valor medido resulta mayor en 73,30 mbar. Este aumento en la presión del condensador afecta otros parámetros tales como son la temperatura de escape cuyo valor medido fue de 58,33°C, mientras que el valor de diseño es de 47,89°C (Gil, 2008).

Una causa para el aumento de presión en el condensador se debe a que el flujo de agua de circulación es menor al requerido, esta diferencia de flujo resulta en un aumento en la presión absoluta de 0.22 in de Hg.

5.2. CONSUMO DE ENERGÍA DE LA CALDERA

Calderas y otros sistemas, tales como hornos, tienen como objetivo el alimentar el vapor necesario para la turbina. La energía térmica que se produce es transferida al líquido, en este caso agua, para provocar un cambio de temperatura y de presión, y, por lo tanto, de fase.

La importancia en este equipo radica en el impacto que tiene tanto en el lado económico como en el lado energético, ya que a mayor temperatura regresen los condensados, la caldera operará a una mayor eficiencia, por cada 6°C de temperatura que debe calentarse el agua que alimenta la caldera, la eficiencia de esta cae en un 1% (CONUUE, 2015), sumado a esto se considera el % de exceso de aire que tiene gran impacto en la eficiencia a la cual operará la caldera.

Es importante resaltar que una baja eficiencia en la operación de la caldera resultará en un mayor consumo de combustibles, en los casos de estudio el combustible principal es el gas natural y el combustóleo, la diferencia entre estos apartes de sus propiedades físicas-químicas y precio es en el porcentaje de emisiones contaminantes que producen, siendo el combustóleo hasta un 50% más, productor de emisiones de CO₂.

Otro punto importante a tomar en cuenta es el costo de tratamiento de agua, la reposición de esta, lo cual también resulta en un impacto ambiental, es por ello que debe tener en cuenta la importancia del sistema de bombeo de agua de alimentación.

La función del sistema de agua de alimentación como ya se ha explicado, es la de alimentar agua al generador de vapor o caldera para reponer la que ya se ha convertido en vapor y conservar un nivel constante en el domo. Para ello es importante que el agua tenga la presión necesaria para vencer la presión existente en el generador de vapor y poder introducirse.

El agua de alimentación se extrae de la parte inferior del deaerador y durante su recorrido hacia el generador de vapor va pasando por unos calentadores que le aumentan gradualmente su temperatura. El objetivo es aumentar la eficiencia de la caldera y disminuir el consumo de combustible.

La diferencia del régimen térmico bruto corregido en prueba #1 (carga base 93.5% respecto diseño) comparado contra el de referencia (diseño), da como resultado un aumento en el consumo de gas combustible, de 31 Kcal/kWhr.

Para las **bombas de agua de alimentación a calderas** sus eficiencias en prueba de comportamiento resultaron bajas; 57% comparada contra la de diseño de 67.85% para la unidad "50" y; 60% comparada contra la de diseño de 85% para la unidad "60". La **diferencia** entre estas eficiencias a condiciones de operación actual respecto a su de diseño para ambas bombas puede reducirse y dejar de consumir 523 kW en la unidad "50" y 612 kW en la unidad "60" es decir, 700 y 800 HP respectivamente.

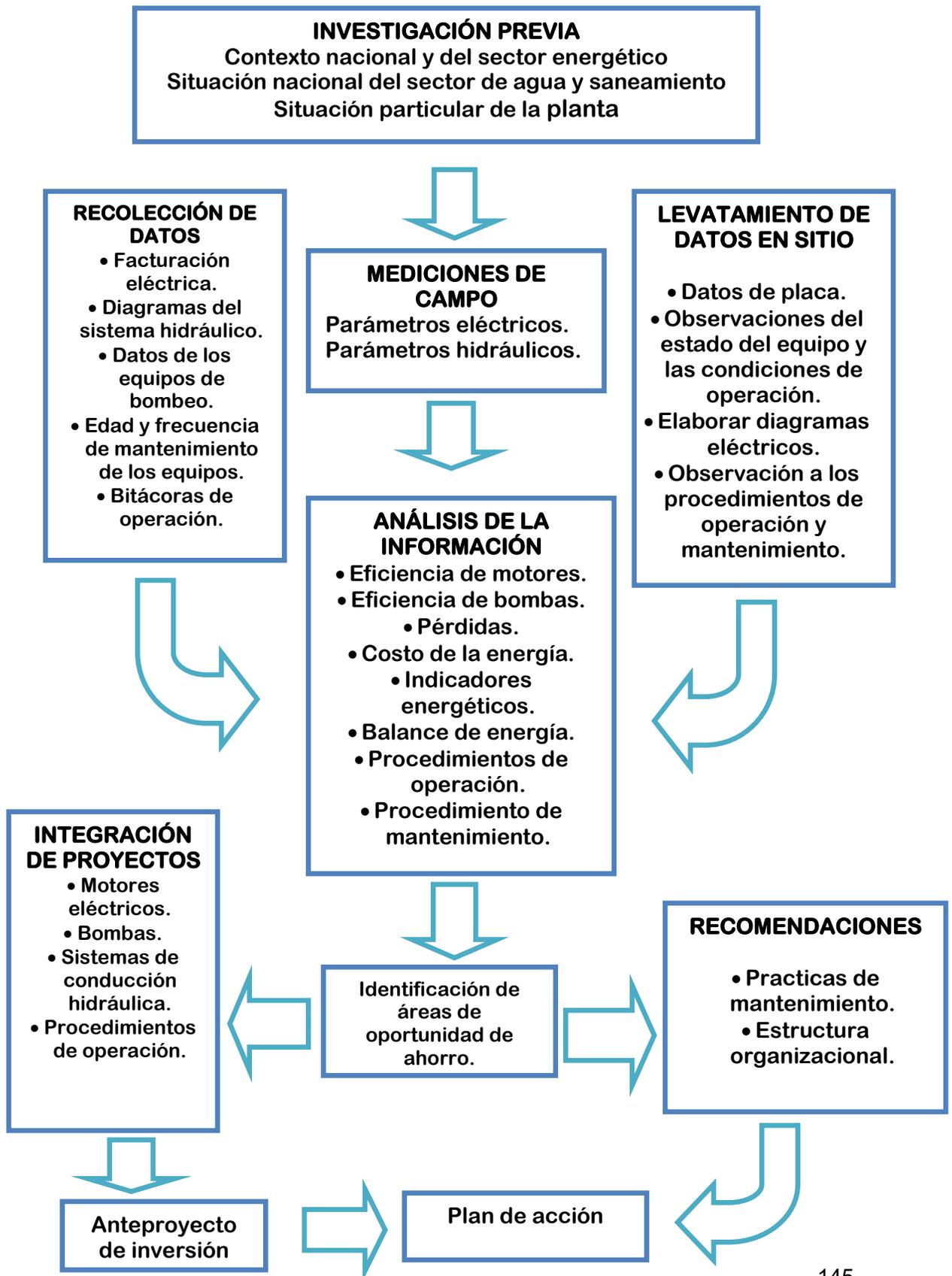
CAPITULO VI

6. MEDIDAS GENERALIZADAS PARA LA MEJORA DE LA EFICIENCIA ENERGÉTICA EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO

Para mejorar la eficiencia energética en los S.B. resulta fundamental la aplicación de un conjunto de técnicas para determinar cómo se administra la energía en esos sistemas, así como también para comprobar la eficiencia en cada uno de sus componentes. Estas medidas consisten en el análisis crítico de todos los componentes en una instalación consumidora de energía para determinar dónde y cómo se utiliza la misma, además de especificar cuanta se desperdicia.

El objetivo final es la identificación de medidas técnicas y administrativas rentables para el ahorro de energía en dicha instalación. Para ejecutarla, se sugiere seguir una secuencia ordenada que lleve a mejores resultados. Dicha secuencia requiere realizar trabajos de campo y oficina. En este apartado también se describen algunos puntos del mantenimiento a las bombas centrífugas.

La Figura 6.1, indica algunas actividades que se puede realizar en el sistema de bombeo de plantas de energía para que estas mismas tengan un mejor manejo, y una mejor eficiencia



6.1. INSPECCIONES

6.1.1. OBSERVACIÓN DIARIA

Las instalaciones de las bombas se deben inspeccionar todos los días, el operador debe reportar inmediatamente cualquier irregularidad que observe o escuche en la operación de la bomba. Cuando existe un cambio en el sonido de la bomba, la cual se encuentra trabajando se debe investigar de inmediato, la temperatura que se presente en los cojinetes se debe observar cada hora; si existe un cambio repentino de temperatura indica con muchas más claridad dificultades (A., 2009).

Otro de los aspectos importante que se deben inspeccionar y tal vez hasta registrar son los manómetros e indicadores de flujo para que se tenga una correcta operación, si la bomba cuenta con registradores se deben verificar cada día para asegurarse de que la capacidad de salida presión y/o consumo de la corriente no indiquen algo que necesite atención.

6.1.2. INSPECCIÓN SEMESTRAL

En la inspección semestral se deben revisar la prensaestopas del estopero para ver que se tenga un movimiento libre, en cada una de estas inspecciones se deberán limpiar y aceitar los pernos y tuercas, al igual se tiene que inspeccionar la empaquetadura para que se determine si se debe reponer (A., 2009).

Se debe revisar el alineamiento de la bomba y del impulsor y si es necesario corregirse, los cojinetes lubricados con aceite se deberán vaciarse, escurrirse y rellenarse con aceite limpio y nuevo, los cojinetes los cuales están lubricados con grasa se deberán inspeccionar para ver si se proporcionó la cantidad correcta de grasa y si tiene una buena consistencia.

6.1.3. INSPECCIÓN ANUAL

Las bombas centrífugas deben ser inspeccionadas cuidadosamente por lo menos una vez al año, en esta inspección se deben desmontar los cojinetes, estos se deben limpiar y examinar para verificar si tienen o no defectos, las cajas de los cojinetes se deben limpiar cuidadosamente, también se deben inspeccionar los baleros antifricción para verificar si se encuentran rayados o se encuentran desgastados después de haber sido limpiados. Los cojinetes se deben cubrir con una capa de aceite para evitar que les entre mugre o humedad, se deben sacar la empaquetadura al igual que los manguitos de las flechas, en estas s deberá buscar si existe algún desgaste (A., 2009).

Las mitades del acoplamiento se deberán desconectar y verificar el alineamiento, en las bombas horizontales con cojinetes tipo babbit, se deberá verificar el movimiento vertical en ambos extremos con la empaquetadura fuera y con el acoplamiento desconectado, en el caso de tener un movimiento vertical superior al 150% se requiere investigar para que determine la causa. El juego en los extremos permitidos por los cojinetes también ser verificados.

Los drenajes, tubería de agua de sello, tubería de agua de enfriamiento y demás tuberías también deberán ser inspeccionadas, si se utiliza enfriador de aceite, este se deberá soplar y limpiar, los estoperos se deberán reempacar y volver a conectarse al acoplamiento si se tienen disponibles dispositivos e instrumentos de medición estos se deberán recalibrar y hacer una prueba para determinar si se tiene un buen funcionamiento correcto, si se hacen reparaciones internas se deberán probarse nuevamente la bomba cuando se termine la reparación.

6.2. INVESTIGACIÓN

Para obtener un conocimiento general de la situación de la planta y los sistemas de bombeo es indispensable realizar una investigación previa de la situación actual de la planta. Es de suma importancia conocer la posición actual y el contexto general a nivel nacional del sector agua, sus leyes, reglamentos, estadísticas generales. Para esto se requiere obtener la siguiente información (A., 2009):

- Tipos de compañías de agua (públicas, privadas, etc.).
- Contexto jurídico del agua.
- Principales fuentes de agua disponibles.
- Estadísticas nacionales de demanda de agua, cobertura de agua potable y alcantarillado, prospectiva, etc.
- Problemas para el suministro de agua en el país. Características topográficas, distancia de las fuentes, etc.
- Otra información de utilidad.

6.2.1. CONTEXTO NACIONAL Y DEL SECTOR ENERGÉTICO

Se debe recopilar la siguiente información:

- Datos generales de la población.
- Situación energética, fuentes de energía, consumos de energía general y por sectores, etc.
- Estructura de las tarifas de energía.
- Problemática particular.
- Situación de la situación legal del uso eficiente. Leyes con que se cuenta para el uso eficiente.

6.2.2. CONTEXTO NACIONAL EN EL SECTOR AGUA

se requiere obtener la siguiente información del agua que es utilizada en la planta:

- Tipos de compañías de agua (públicas, privadas, etc.).
- Contexto jurídico del agua.
- Principales fuentes de agua disponibles.
- Estadísticas nacionales de demanda de agua, cobertura de agua potable y alcantarillado, prospectiva, etc.
- Problemas para el suministro de agua en el país. Características topográficas, distancia de las fuentes, etc.
- Otra información de utilidad.

6.2.3. SITUACIÓN PARTICULAR EN LA PLANTA DE FUERZA EN CUESTIÓN

Se requiere revisar en lo particular el tamaño, la forma de operación, la tecnología que aplica, y los aspectos específicos de la planta. Para esto se debe obtener información sobre los siguientes aspectos:

- Infraestructura general: número y tipo de instalaciones.
- Impacto del consumo de energía de la planta sobre el consumo energético nacional.
- Evaluación para sistemas de bombeo de agua.
- Instalaciones con mayor consumo de energía, y su impacto en los costos totales.

- Otros aspectos de interés con relación al agua y a la energía, como por ejemplo el nivel de pérdidas de agua (agua no contabilizada) y la identificación de la estructura de gestión energética.

6.3. RECOLECCIÓN DE DATOS

No se puede realizar un estudio o procedimiento sin la obtención de los datos necesarios o la recopilación de los mismos, por lo que a continuación se describen los datos básicos necesarios, así como también la forma o las técnicas más usuales para obtenerlos. La recolección de datos básicos se realiza de dos maneras (A., 2009):

- a) Por medio de la recopilación y el examen de la información de la planta.
- b) Mediante la relevación de datos en el sitio de análisis.

Es conveniente que la información se encuentre actualizada en la medida de lo posible y de preferencia en formato digital. Se recomienda verificar su grado de confiabilidad y efectuar recorridos de campo para cotejarla y ratificarla.

En el caso de que no se obtengan todos los datos necesarios de los equipos de bombeo por parte de la planta, deberán ser levantados en el campo, para cada uno de los equipos que se analizaran en la inspección. A continuación, se detallan los datos fundamentales que deberán ser obtenidos o corroborados en el campo.

DATOS DEL SISTEMA ELÉCTRICO

- ***Diagrama unifilar:*** Es sumamente importante esquematizar el diagrama unifilar de las conexiones del equipo, la acometida, el cableado, el transformador, el interruptor principal, si tiene arrancador o no.

- **Tipo:** El tipo de transformador que alimenta el equipo, o en caso de que la acometida sea a baja tensión, describir los elementos que la alimentan.
- **Capacidad:** La capacidad del transformador o de los transformadores, si el suministro se efectúa por medio de más de un transformador; hay que poner la capacidad de kVA de cada uno de ellos.
- **Relación de transformación:** Se debe registrar el voltaje de entrada y salida del transformador o la relación de voltaje de transformación en volts separados por una diagonal. En caso de que el transformador tenga más de un voltaje de salida, se deberá registrar el voltaje real con el que funciona actualmente.
- **Interruptor principal:** Los datos del interruptor principal del equipo, es decir, el interruptor al que llega la energía proveniente del transformador o la alimentación principal del equipo.
- **Marca:** La marca del interruptor o su fabricante.
- **Capacidad:** La capacidad nominal del interruptor en amperios (A).
- **Ajuste:** Si el interruptor es de tipo ajustable, se debe registrar la capacidad nominal a la que está ajustado en amperios (A).
- **Arrancador;** Si el equipo de bombeo cuenta con un arrancador, debe recopilarse la siguiente información:
 - **Tipo:** Tipo de arrancador. En caso de que sea un dispositivo electrónico, habrá que indicar la marca y el modelo, y los elementos complementarios.
 - **Protección:** Se trata de los datos de la protección de sobrecarga del motor que se encuentra en el arrancador
 - **Marca:** Fabricante o marca del elemento térmico de protección del motor.
 - **Capacidad:** Registrar el rango de calibración del elemento térmico en amperios (A).
 - **Ajuste:** El punto en que se encuentra calibrado el elemento térmico.
- **Capacitores:** Si el equipo cuenta con un banco de capacitores, anotar la capacidad total del banco en kVA_r. Se debe identificar el tipo de capacitores y si es propio del equipo o grupo de equipos.

- **Sistema de tierras.** Se deberán analizar y registrar las condiciones del sistema de tierras, es decir: si existe o no el sistema de tierra física, si está separado del neutro, si el transformador, arrancador y motor están conectados a dicho sistema, y registrar el calibre del cable con el que se encuentra puesto a tierra el elemento descrito.
- **Conductores:** Los datos necesarios se refieren al calibre y a la longitud de los conductores en dos tramos.
- **Calibre:** Es el calibre del conductor (mm²) ; este puede obtenerse en el forro del conductor.
- **Longitud:** La longitud total de los conductores en el tramo descrito.
- **Agrupamiento:** Es la descripción de cómo van agrupados dichos conductores y el medio de canalización utilizado. En particular, indicar cuantos conductores mono polares activos va en el ducto, si los ductos van enterrados o a la vista, y en caso de que vayan enterrados, verificar cuantos ductos de otros equipos acompañan al ducto del equipo en cuestión.

6.4. DATOS NOMINALES DEL MOTOR

Se deberá obtener la información de los datos nominales del motor que se deben leer directamente en las placas de los mismos y de la bitácora de mantenimiento del equipo en estudio. De esta forma se habrán de recabar los siguientes datos (A., 2009):

6.4.1. DATOS DE PLACA NOMINALES

Esta información se encuentra descrita en la placa del motor, o en su defecto, si la placa es ilegible, se deberá buscar la orden de compra o el documento donde se describan las características del motor del equipo en estudio.

- **Marca:** Marca o fabricante del motor.

- **Capacidad:** La capacidad nominal del motor (HP).
- **Velocidad:** Velocidad de giro del motor (RPM).
- **Tensión:** La tensión nominal del motor en volts (V).
- **Corriente:** La corriente nominal del motor (A).
- **Eficiencia:** La eficiencia nominal especificada por el fabricante (-).
- **Tipo:** Tipo de motor.
- **Carcasa:** Es el tipo de armazón o número de armazón que tiene el motor.
- **F.S.:** Es el factor de servicio que también se lee en la placa; cuando no se indica en la placa, el F.S. deberá tener el valor de 1, y señala el porcentaje de sobrecarga de trabajo del motor; un factor mayor que 1 indica que el motor aguanta dicha sobrecarga.
- **Sistema de control:** Es el que activa la operación del motor, esto es: si el motor actúa por niveles discretos o continuos. Se deberá indicar a que proceso pertenece.
- **Operación:** Las horas en promedio de trabajo del motor en un año (hrs/año).
- **Cantidad de rebobinados:** El número de rebobinados que se han realizado al motor en la vida de servicio

6.4.2. DATOS NOMINALES DE LA BOMBA

En este apartado se deberán describir los datos nominales o de diseño de la bomba, para lo cual será necesario, en caso de que no se tengan los datos en campo o que sea ilegible su placa, contar con los documentos del equipo al momento de la compra. Los datos requeridos son los siguientes (A., 2009):

- **Cuerpo:** Datos referentes al cuerpo de la bomba, entre ellos:
- **Marca:** Marca o fabricante de la bomba.
- **Tipo:** Tipo de bomba: sumergible, turbina vertical, horizontal, centrifuga, etc.
- **Modelo:** El modelo de bomba de acuerdo con el fabricante.

IMPULSOR:

Los datos correspondientes al impulsor de la bomba y que deben obtenerse son:

- **Tipo:** El tipo de impulsor de la bomba.
- **Material:** El material con el que está fabricado el impulsor.
- **Diámetro:** El diámetro nominal del impulsor (m/in).

FLECHA:

Los datos de la flecha de transmisión entre el motor y la bomba incluyen:

- **Diámetro:** El diámetro de la flecha (pulgadas/m).
- **Longitud:** La longitud de la flecha (in/m).

DATOS DE DISEÑO:

Son las características hidráulicas de diseño del equipo de bombeo, y que de acuerdo con el modelo del fabricante se describen en el punto de operación óptima de la bomba de la curva característica, con los siguientes datos:

- **Carga:** La carga de diseño en metros de columna de agua (mca/ftca).
- **Gasto:** El gasto de diseño en litros por segundo (l/s/GPM).
- **Fluido:** Descripción del fluido: agua potable, agua tratada u otro.
- **Temperatura:** Temperatura de trabajo o temperatura media a la que se encuentra el fluido en grados centígrados (°C).
- **Peso específico:** El peso específico del fluido a bombear (kg/m³).

6.5. MEDICIONES DE CAMPO

Una vez obtenidos los datos básicos, y con la información proporcionada, se debe planear y ejecutar una campana de medición de parámetros eléctricos e

hidráulicos para realizar la auditoria de la instalación electromecánica en los sistemas de bombeo ((CEPAL), 2015).

Con base en el resultado de esas mediciones se determina:

- La eficiencia electromecánica del conjunto motor-bomba y de ambos elementos en forma separada.
- Las curvas de comportamiento carga-gasto-eficiencia del equipo de bombeo.
- Para que las mediciones sean lo más reales posible y, por ende, los valores de eficiencia sean veraces, se debe procurar:
- Que los equipos de medición se encuentren calibrados y en buenas condiciones de operación.
- Que el sistema a medir se encuentre en estado estable sin perturbaciones que motiven una medición falsa.

6.5.1. MEDICIÓN DE PARA METROS ELÉCTRICOS

Todas las mediciones deben ser realizadas durante operación normal y sólo por personal técnico capacitado que debe seguir los procedimientos internos de seguridad y las condiciones y practicas descritas abajo para prevenir accidentes.

- Evaluar el entorno antes de tomar la medición.
- No trabajar solo en áreas peligrosas.
- Usar equipo de protección individual adecuado según las recomendaciones de salud y seguridad.
- Asegurar que el instrumento de prueba este clasificado para el medio ambiente de medición.
- Conocer y saber utilizar el equipo antes de cualquier medición.

6.5.2. PRÁCTICAS

- Medir en el punto de tensión más bajo. Por ejemplo, midiendo la tensión en un panel de interruptores, identificar el interruptor de menor voltaje posible, para realizar la medición.
- Mantener la mirada en el área de medición y mantener las manos libres si las circunstancias lo permiten.
- Para una sola fase, conectar neutro primero y fase segunda. Después de tomar lectura, desconectar fase primero y neutro segundo.
- En las pruebas de tensión, utilizar el método de tres puntos de prueba ((CEPAL), 2015).

1. Realizar una prueba en un circuito similar y conocido.
2. Realizar la medición en circuito a medir.
3. Volver a realizar una prueba en el primer circuito.

Este proceso verifica que el instrumento de prueba está funcionando correctamente.

- Al realizar mediciones en alta tensión de tres fases, usar sondas de prueba con una mínima cantidad de la punta de metal expuesta de 0,12" (4 mm). Esto reduce el riesgo de un arco eléctrico accidental entre las puntas de prueba.
- Reducir la posibilidad de cortocircuito con las manos, haciendo la medición con una sola mano de ser posible. Al hacer las mediciones no tocar ninguna estructura conectada a tierra al mismo tiempo.

Los parámetros eléctricos a medir son:

- a) Tensión eléctrica (voltaje).
- b) Corriente eléctrica (A).
- c) Factor de potencia (%).
- d) Potencia real o activa (kW).
- e) Potencia reactiva (kVar).

En estos casos, resulta indispensable la utilización del equipo de medición adecuado (voltímetro, amperímetro, vatímetro, etc.). Se deberá hacer una descripción de los equipos a emplear antes de describir como se realiza la medición.

6.5.3. MEDICIÓN DE LA TENSION ELÉCTRICA (VOLTAJE)

Para realizar la medición de la tensión eléctrica en equipos de bombeo, es necesario utilizar un voltímetro, teniendo como referencia el gráfico 6.1, y proceder de la forma siguiente:

1. Realizar la medición en los cables de tensión eléctrica que salen del contactor hacia el motor de la bomba.
2. Colocar el cable rojo del voltímetro sobre la punta de salida del contactor en la línea "a".
3. Colocar el cable negro del voltímetro sobre la punta de tierra "n".
4. Registrar la lectura de tensión (V_{an}), correspondiente a la fase "a".
5. Repetir la acción colocando el cable rojo del voltímetro en la punta de salida "b" y "c" del contacto (con el negro a tierra), y tomar lecturas respectivas de tensión (V_{bn}) en fase "b" y tensión (V_{cn}) en fase "c".
6. En el caso de la medición de tensión eléctrica entre fases, se debe repetir el procedimiento anterior colocando a la salida del contacto el cable rojo del voltímetro en la punta "a" y el cable negro en la punta "b"; después entre "a" y "c"; por último entre "b" y "c".
7. Con el promedio de estos tres valores se calcula el valor de la tensión eléctrica trifásica (V). Se recomienda realizar tres lecturas en cada cable para corroborar los datos. Es razonable definir porcentajes de valores de variaciones máximas y mínimas aceptables.

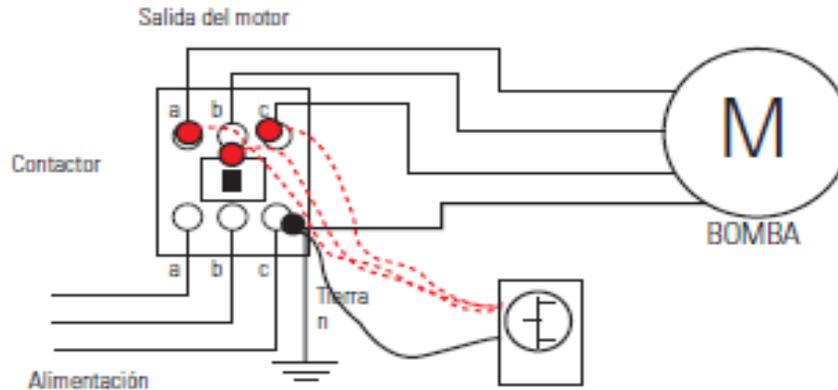


Fig.6.1 Medición del voltaje en equipos de bombeo <http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>

NOTA: la figura 6.1, solo se aplica a partida directa, por lo que deberá ajustarse a cada situación, considerando mediciones con un partidor estrella triangulo, partidor suave o variador.

6.5.4. MEDICIÓN DE LA CORRIENTE ELÉCTRICA

La medición de la corriente eléctrica se efectúa con un amperímetro. El procedimiento de medición se efectúa de la manera siguiente (Fig. 6.2):

- a) Cuando se utiliza un amperímetro monofásico, las lecturas de corriente eléctrica se realizan una por una, colocándolo en cada uno de los tres cables que salen del contacto y que alimentan el motor. Las lecturas, registradas en cada cable, serán a las corrientes de las fases I_a , I_b , I_c , respectivamente. Con estos tres valores se calcula (I_{pt}) y la corriente eléctrica trifásica total (I_{tt}).
- b) En caso de utilizar un analizador de redes, no será necesario realizar las lecturas de corriente eléctrica en forma individual, sino que habrá que colocar los tres amperímetros simultáneamente en cada uno de los cables que salen del contacto y alimentan el motor. Así, la lectura de la corriente eléctrica de cada cable se obtiene directamente en la pantalla del analizador.

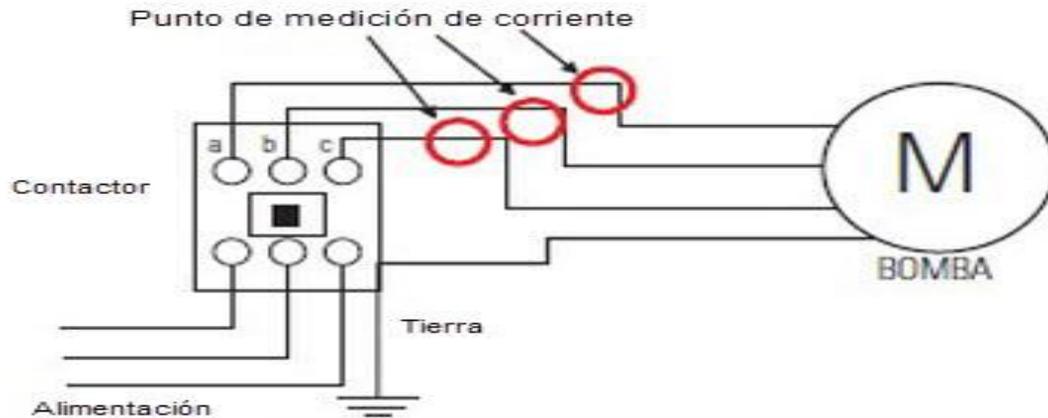


Fig6.2 Medición de la corriente en equipos de bombeo <http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>

NOTA: la figura 6.2, solo se aplica a partida directa, por lo que deberá ajustarse a cada situación particular, considerando mediciones con un partidor estrella triángulo, partidor suave o variador.

6.5.5. MEDICIÓN DEL FACTOR DE POTENCIA Y CÁLCULO DE LA POTENCIA ELECTRICA

La medición del factor de potencia (FP) se puede realizar de la misma manera que la medición de corriente o la de tensión, usando además una resistencia similar a la que tienen las parrillas eléctricas. Este método es muy práctico porque en ocasiones no se tiene un vatímetro a la mano. De esta forma, el valor del FP se obtiene utilizando solo el amperímetro o el voltímetro y aplicando las fórmulas matemáticas de ley de los senos y cosenos.

6.5.6. POTENCIA REAL O ACTIVA

Para medir la potencia real se utiliza un vatímetro, el cual se coloca a la salida del contacto en los cables que van hacia el motor. El procedimiento para realizar la medición del valor de la potencia real o activa es el siguiente:

- 1) Se colocan las terminales de voltaje del vatímetro sobre el cable de la fase “a”.
- 2) Enseguida se coloca la otra terminal de voltaje del vatímetro en el cable neutro “n”.
- 3) Se inserta el gancho del amperímetro en el cable de la fase “a”.
- 4) Se registra la lectura de la potencia real o activa directamente en el vatímetro.
- 5) Se repite el proceso anterior para obtener la potencia real en las fases “b” y “c”.

Si el equipo de bombeo tiene instalado un banco de capacitores, se sugiere hacer dos mediciones (véanse los gráficos 5.3 y 5.4):

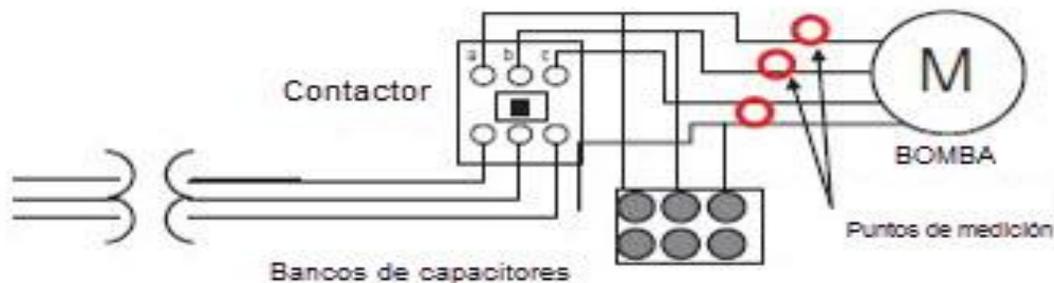


Fig.6.3 Medición de la potencia real después de los capacitores en equipos de bombeo

<http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>

- a) La primera de ellas se debe realizar corriente abajo del punto de conexión del banco de capacitores, en los conductores que van directamente a la bomba sumergible o al motor en bombas verticales de flecha, con el objeto de que las mediciones no se vean influenciadas por el efecto de compensación de los capacitores y reflejen la situación real del motor eléctrico en evaluación.
- b) La segunda medición debe realizarse corriente arriba del capacitor. Esta medición describirá el efecto de la compensación del factor de potencia sobre la red eléctrica.

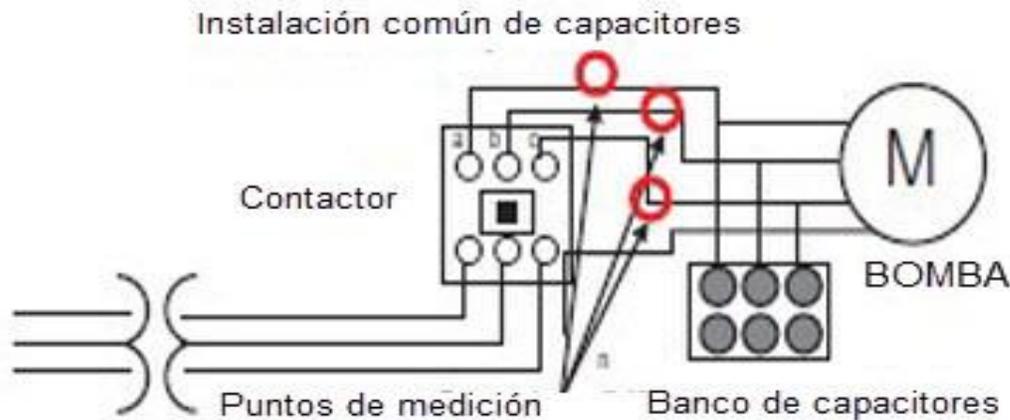


Fig.6.4 Medición de la potencia real antes de los capacitadores en equipos de bombeo
<http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>

NOTA: las figuras 6.3 y 6.4 solo se aplican a partida directa, por lo que deberán ajustarse a cada situación particular, considerando mediciones con un partidor estrella triángulo, partidor suave o variador.

6.5.7. MEDICIÓN DE PARÁMETROS HIDRÁULICOS

Como en el caso de la medición de parámetros eléctricos, para la medición de los parámetros hidráulicos se deberá contar con los equipos de medición calibrados y en buenas condiciones de uso. Asimismo, cuando se efectúan las mediciones, el sistema no debe tener perturbaciones. En el caso de equipos de bombeo, las mediciones se hacen directamente en el tren de descarga.

Para las instalaciones que integran a varios equipos de bombeo, se deben realizar las mediciones de los parámetros hidráulicos individualmente sobre su tubería de descarga.

La curva de funcionamiento gasto frente a carga hidráulica total de bombeo (Q-H) se construye con mediciones de estos dos parámetros, modificando en cada

lectura de datos las condiciones de operación. Los parámetros hidráulicos y los datos de referencia que se deben obtener son los siguientes: (CNA, 2010)

- a) Medición del caudal a la descarga en la bomba (Q).
- b) Medición de la carga de presión de operación, en la succión (P_s) y descarga (P_d).
- c) Definición del nivel de referencia (N_r).
- d) Medición del nivel dinámico de succión (N_s).
- e) Medición de niveles a centros de manómetros (D_r-m), tanto en la succión como en la descarga según el caso explicado más adelante.

6.5.8. MEDICIÓN DEL CAUDAL A LA DESCARGA DE LA BOMBA

Esta debe efectuarse exactamente en la tubería de descarga. Cuando no existe medidor en la descarga, se recomienda utilizar un medidor portátil del tipo ultrasónico o electromagnético, por la alta exactitud que ofrecen y la versatilidad en su uso. Este medidor debe estar certificado por un laboratorio de pruebas acreditado (Ross, 2004).

La posición del medidor en la tubería de prueba debe ser en tramos rectos y preferentemente horizontales, asegurándose de que antes y después del medidor no existan obstáculos, tales como codos, válvulas, reducciones, ampliaciones, bombas, etc., que distorsionen el perfil de velocidades del agua en la sección de prueba.

La medición de caudal suministrado se efectúa en un periodo corto, del orden de 15 a 30 minutos. Si no se detectan variaciones de caudal de +/- 5%, se considerará el valor registrado como el valor de gasto medio suministrado a la red por esta captación. En caso de que la fluctuación de caudal sea mayor a este porcentaje, se deberán practicar pruebas continuas al menos durante 24 horas, con el fin de obtener un valor promedio de suministro de agua en ese punto (Ross, 2004).

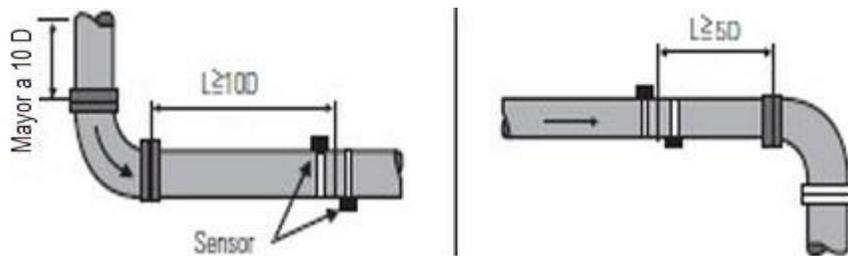


Fig.6.5 Posición del medidor del caudal (<http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>)

6.5.9. MEDICIÓN DE LAS CARGAS DE PRESIÓN DE SUCCIÓN Y DESCARGA

Para realizar las mediciones de las cargas de presión de succión (P_s) y descarga (P_d), se recomienda el uso de manómetros tipo Bourdon, de preferencia los que contienen glicerina, asegurándose de su buena calibración, y de que se use en el tercio medio de su escala, puesto que es donde tiene una óptima exactitud ((CEPAL), 2015).

Para efectos prácticos, en los cálculos se recomienda expresar la presión en metros o pies columna de agua (mca o ft H_2O), aunque los manómetros suelen tener escalas de kg/cm^2 o $lb/pulgada^2$ ((CEPAL), 2015). Las equivalencias de estas unidades son las siguientes:

- 1 kg/cm^2 = 10 mca
- 1 $lb/pulgada^2$ = 0,7031 mca
- 1 kg/cm^2 = 32.865 ft H_2O

Las mediciones de presión de succión y descarga deberán hacerse lo más cerca posible de la bomba. En caso de que no se pueda hacer la medición en la succión, por tratarse de una bomba vertical, o porque no haya puerto de medición disponible, se debe indicar en los formatos de registro de mediciones que no aplica

la medición de succión. Es indispensable realizar la medición de la presión en la descarga.

6.6. DEFINICIÓN DEL NIVEL DE REFERENCIA

Para el cálculo de la carga hidráulica total de bombeo es conveniente definir un nivel de referencia a partir del cual se medirán los otros niveles. Normalmente el nivel de referencia se ubica sobre la placa base de montaje del motor, como se observa esquemáticamente en los gráficos 6.6 y 6.7

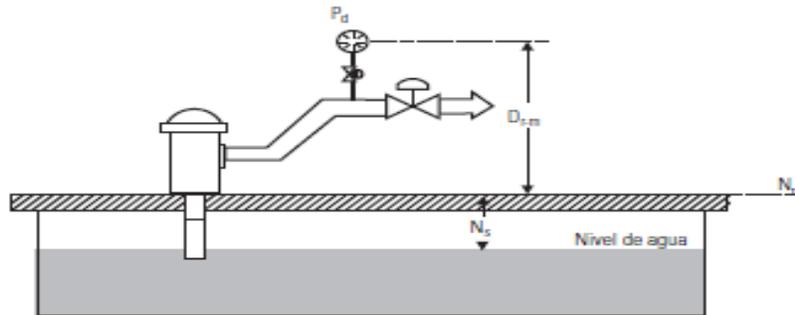


Fig.6.6 Medición de niveles en caso de tener sólo un manómetro en la descarga <http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>

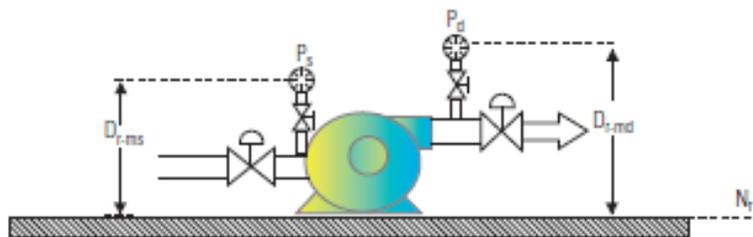


Fig.6.7 Medición de niveles con manómetro en la succión y la descarga <http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>

6.6.1. MEDICIÓN DEL NIVEL DINÁMICO DE SUCCIÓN

El nivel de succión (N_s) es la distancia vertical entre el nivel de referencia y el espejo de agua de donde se está bombeando el agua, en condiciones de

operación normal y estable. La medición puede realizarse con una sonda de nivel o con un fluxómetro, de acuerdo con las condiciones del lugar.

6.6.2. MEDICIÓN DEL NIVEL DINÁMICO DE SUCCIÓN

El nivel de succión (N_s) es la distancia vertical entre el nivel de referencia y el espejo de agua de donde se está bombeando el agua, en condiciones de operación normal y estable. La medición puede realizarse con una sonda de nivel o con un fluxómetro, de acuerdo con las condiciones del lugar.

6.6.3. MEDICIÓN DE NIVELES A CENTROS DE MANÓMETROS

En los gráficos 6.6 y 6.7 presentados anteriormente se observa la manera de ubicar los niveles a centros de manómetros. Si solo se mide la carga de presión a la descarga, este nivel será designado como D_r-m . Para el caso de que se midan las cargas de presión tanto a la succión como a la descarga, el nivel del manómetro de descarga será designado como D_r-md , y para el caso del manómetro de succión, como D_r-ms ((CEPAL), 2015).

6.7. DETERMINACIÓN DE LA CARGA HIDRÁULICA DE BOMBEO

Las mediciones de presión y niveles descritos en los apartados anteriores se utilizan para calcular la carga hidráulica total de bombeo (H_b), la cual está constituida por la suma de varios valores medidos, que dependerán del tipo de bomba y del arreglo que se tenga. En la tabla 6.1 se describen el proceso de cálculo y los parámetros a considerar en la determinación de la carga hidráulica total de bombeo de acuerdo con el tipo de equipo y la aplicación en turno.

CASO	FÓRMULA	PÁRAMETROS A MEDIR O CALCULAR
Cuando solo se mide la presión a la descarga	$H_b = P_d + N_s + D_{r-m} + h_\zeta + h_v$	$H_b =$ Carga hidráulica de bombeo (m) $P_d =$ Carga de presión en la descarga (mca) $N_s =$ Nivel dinámico de succión (m) $D_{r-m} =$ Distancia del nivel de referencia al manómetro (m) $h_\zeta =$ pérdidas de carga hidráulica por efecto del cortante en la tubería de succión, más accesorios (m) $h_v =$ Carga de velocidad (m)
Cuando solo se mide la presión a la succión y la descarga	$H_b = P_d * P_s + D_{r-ms} + D_{r-md}$	$P_d =$ Carga de presión en la descarga (mca) $P_s =$ Carga de presión de succión (m) $D_{r-ms} =$ Distancia del nivel de referencia al manómetro de succión (m) $D_{r-md} =$ Distancia del nivel de referencia al manómetro en la descarga (m)

Tabla 6.1 Proceso De Cálculo Para La Carga Hidráulica De Bombeo (H_b) Y Parámetros A Medir (Mackay Ross, Practical Pumping Handbook, Elsevier Science & Technology Books, U.S.A, 2004)

6.8. FORMATO DE REGISTRO DE DATOS EN CAMPO

Es importante el uso de formatos de campo organizados para registrar tanto las características del sistema electromecánico de los equipos de bombeo como sus valores nominales y los datos obtenidos en las campanas de medición de los mismos.

MEDICIONES DE TEMPERATURA: Las mediciones de temperatura son importantes, ya que pueden brindar información adicional sobre el comportamiento, la operación y las acciones de mantenimiento que deberán ser realizadas en el sistema eléctrico del equipo de bombeo. Se recomienda indicar los equipos mínimos para la medición de temperatura; idealmente sería adecuado tener una cámara térmica para medir esta variable. Además, se deben incluir recomendaciones.

Las mediciones de temperatura en el equipo de control se realizan para determinar una posible sobrecarga de corriente en conductores, o una falta de ajuste de los tornillos o elementos de sujeción de las terminales de los conductores. Para esto deberá tomarse una medición de temperatura en los siguientes elementos del equipo de control:

Entrada al interruptor: Tomar la medición de temperatura en las terminales de los conductores que vienen del transformador al interruptor principal en cada una de las fases (A, B y C).

Salida del interruptor: Medir la temperatura en las terminales de salida del interruptor principal hacia el motor en cada una de sus fases (A, B y C).

Entrada al arrancador: Medir la temperatura de las terminales en los conductores de entrada al arrancador en cada una de sus fases (A, B y C).

Salida del arrancador: Medir la temperatura de las terminales de los conductores de salida que van hacia el motor en el arrancador, en cada una de sus fases (A, B, y C)

EN EL MOTOR: La medición de temperatura en el motor puede determinar falta de mantenimiento del mismo, una sobrecarga o rozamiento o inestabilidad de las flechas, cuando al realizar esta medición se observan diferenciales grandes de temperatura entre las partes. Para el motor se deberán tomar las mediciones de temperatura en los siguientes elementos:

Carcasa: Medir la temperatura en la carcasa del motor.

Rodamientos: Se debe medir la temperatura en los rodamientos o elementos rotativos del motor, es decir al inicio de la flecha y al final de la flecha.

EN EL TRANSFORMADOR: Al igual que en el equipo de control, las mediciones de temperatura se realizan para determinar una posible sobrecarga de corriente en conductores, o una falta de ajuste de los tornillos o elementos de sujeción de las terminales de los conductores en el transformador, así como también

la falta de mantenimiento del transformador. Para esto deberá efectuarse una medición de temperatura en los siguientes elementos del transformador:

Bornes del alimentador: Medir la temperatura en las terminales o bornes del alimentador de la acometida principal del servicio de energía eléctrica que conecta con el transformador, es decir, en el lado de alta tensión en cada una de sus fases (X1, X2 y X3).

Bornes de baja tensión: Medir la temperatura en las terminales de salida del transformador, es decir, en las terminales de baja tensión, tanto en la terminal de conductor neutro (X0), como en cada una de las fases (X1, X2 y X3).

Bote: Medir la temperatura del bote del transformador en la parte superior y en la parte inferior.

Esta medición ayuda a determinar la temperatura del trabajo del transformador y precisar una posible sobrecarga.

Radiador: Medir la temperatura en el radiador del transformador, siempre y cuando el tipo de transformador tenga este elemento; las mediciones deberán hacerse tanto en la parte superior como en la parte inferior del radiador. Esta medición determina de manera indirecta el diferencial de temperatura del aceite del transformador.

FORMATO SISTEMAS DE BOMBEO DE CENTRALES TERMOELÉCTRICAS			
DEPENDENCIA:			
CENTRO DE TRABAJO:			
INSTALACIÓN PROCESO:			
FECHA:			
CARACTERÍSTICAS DEL FLUIDO			
Temperatura Succión		Densidad Succión	
Temperatura Descarga		Densidad Descarga	

CARACTERÍSTICAS DE LA BOMBA			
Tipo de bomba		Marca	
Modelo		Antigüedad de la Bomba	
Datos de Diseño		Datos de Prueba	
Potencia de la Unidad		Potencia de la Unidad	
Flujo Volumétrico		Flujo Volumétrico	
Eficiencia de la Unidad		Eficiencia de la Unidad	
Presión de Succión		Presión de Succión	
Presión de Descarga		Presión de Descarga	
Presión Diferencial		Presión Diferencial	
CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR			
Potencia del Motor		Marca	
Tensión		Tipo de Motor	
Eficiencia del Motor		R.P.M.	
Antigüedad del Motor		Horas promedio en funcionamiento	
Cuenta con Sistema de Control	<input type="checkbox"/> SÍ <input type="checkbox"/> NO		
CARACTERÍSTICAS DEL IMPULSOR			
Material		Diámetro	
Antigüedad		Tipo	
CARACTERÍSTICAS DE COMPORTAMIENTO			

No. De Bombas		Tipo de Bomba	
Tipo de arreglo		Clasificación	
<i>CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA</i>			
Altura			
Tipo de arreglo			
<i>INSTRUMENTACIÓN</i>			
Vibración	SI	NO	
Temperatura	SI	NO	
Presión	SI	NO	
<i>TUBERÍA</i>			
Se ha verificado	SI	NO	
Fugas	SI	NO	
Oxidación	SI	NO	

6.9. ACCIONES CORRECTIVAS

6.9.1. DESARMADO COMPLETO DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA

Si es necesario desarmar completamente las bombas centrífugas se deben desarmar cuidadosamente para revisarlas más profundamente por alguna irregularidad que presente. En este caso las válvulas de succión y descarga deben estar cerradas y la cubierta de la bomba drenada, todas las tuberías y las partes que interfieran con el desarmado se deberán desmantelar. La mitad superior de las bombas con cubiertas divididas axialmente se deberá levantarse verticalmente después de que se hayan quitado las turcas y gorriones de los pernos de la cubierta, para que se eviten daños a las partes interiores. El rotor se deberá sacar

directamente hacia arriba para evitar daños a los impulsores, anillos de desgaste, entre otras partes ((CEPAL), 2015).

Durante el desmantelamiento las parte removidas se deben marcar para asegurarse de que al volver a armar la bomba se haga correctamente, todas las partes instaladas y las juntas deberán ser examinadas muy bien, si la bomba ha estado operando satisfactoriamente con hacer una reducción en la carga debido al escurrimiento, el reacondicionamiento dependerá de 3 factores principalmente ((CEPAL), 2015):

- 1) Disponibilidad de partes de repuesto.
- 2) Periodo de tiempo que puede estar fuera de servicio la bomba.
- 3) Consideraciones económicas e importancia de obtener el mayor servicio de la unidad si reparación general.

Por la general las partes desgastadas se deben renovar si no se va a examinar la bomba hasta el siguiente periodo sin que se considere el funcionamiento de la bomba ya que cuando se arman partes nuevas o en buen estado con partes sucias o desgastas es muy probable que las partes nuevas sean desgastadas rápidamente.

6.9.2. MANTENIMIENTO DE ALGUNAS PARTES DE LA BOMBA

MANTENIMIENTO DE LAS CUBIERTAS

Las bombas que manejan agua o algún líquido no corrosivo por lo general no está sujetas a un desgaste fuerte en las cubiertas, sin embargo, las vías de agua de la cubierta se deben tener perfectamente limpias y volverse a pintar en una inspección general, se debe establecer un programa de limpieza y repintara basándose en las condiciones, esto evitará que la capa protectora s desgaste por

completo antes de que llegue el momento de reponerla, evitando así la corrosión (Carter, 1966).

Las bombas que manejan agua sucia o con arena están más sujetas a los problemas de las cubiertas, la erosión o el desgaste se pueden reducir seleccionando bombas para bajas velocidades y con cubiertas de metal de grano fino. El uso de hierro fundido con 1 o 2% de níquel tiene suficiente resistencia, pero si existen una alta concentración de arena en el agua se puede utilizar un material más resistente y por lo consiguiente más caro.

En este tipo de aplicaciones en donde el bombeo es más difícil, las cubiertas se deberán examinar más regularmente para observar si existe corrosión, esto se observará en la grafitización del hierro fundido, esto ocurre cuando las partículas ferrosas son arrastradas por acción eléctrica y son depositadas en las partes de bronce de la bomba (Carter, 1966).

Si por otra parte la cubierta se encuentra picada o gastada en ciertos lugares, está se puede reparar con soldadura, de latón, de plata o metalizado a chorro, esto dependerá del material de construcción y de las facilidades; se debe tener cuidado especial para examinar y reacondicionar los ajustes en los que las partes estacionarias como los anillos de cubierta, difusores o piezas de etapa se asienta en la cubierta, si la cubierta es de acero y estos ajustes muestran señales de erosión podría ser apropiado carearlo con acero inoxidable 18-8 (Carter, 1966).

La lengüeta de la voluta se puede erosionar, una de las causas es el manejo de agua con arena en suspensión, otra de las razones es cuando la periferia del impulsor se encuentra localizada muy cerca de la lengüeta, una causa más común de la erosión en esta parte de la bomba es la acción galvánica entre una cubierta de hierro colado y accesorios de bronce. El hierro fundido se grafitiza por lo que su

desgaste es más perceptible en áreas de alta velocidad como las que se encuentran cerca de la lengüeta de la voluta.

La mejor manera de corregir esta condición; es recortar la lengüeta de manera que se encuentre derecha de lado a lado y después limarla hasta que su borde sea redondo y liso, el recorte no afecta la capacidad de la bomba; por el contrario, este recorte se utiliza con frecuencia para sacarle un porcentaje adicional a la capacidad sin tener que poner un impulsor de mayor diámetro. La capacidad adicional se logra por el aumento del área de la garganta de la cubierta lo cual origina un aumento para una velocidad en la cubierta.

Cuando se hace una reparación a la cubierta se debe tener cuidado de no deformarla o torcerla, cuando se termina de reparar, las bridas de la cubierta puede que se tengan que rectificar. La mayoría de las bombas tienen empaquetaduras, las cuales están sujetas a dañarse cuando se abre la bomba, si la empaquetadura se adhiere a la mitad inferior de la cubierta y se encuentra en buenas condiciones no necesita una reposición. Pero si se encuentra algún daño se deberá reponer. La empaquetadura nueva debe tener el mismo espesor que la original y si es posible del mismo material para que se tengan las mismas características de compresión.

Una empaquetadura muy gruesa por lo general ocasiona fugas y si la empaquetadura es más delgada que de la original al apretar las dos mitades de la cubierta puede que se ejerza fuerza indebida en los anillos de desgaste de la cubierta y deformarlos. Al instalar una empaquetadura nueva el borde interior debe estar colocado con precisión siguiendo el borde del agujero de la caja del estopero, en todo el punto en los que la empaquetadura sobresalga en el diámetro exterior y los lados de partes estacionarias, los bordes deben desbastarse a escuadra y limpiarse dejando suficiente traslapo de ella.

Al apretar la mitad superior de la cubierta deben ser apretadas afectivamente los bordes de la empaquetadura contra las partes del estator asegurando un sello adecuado, esta operación se ejecuta mejor cuando se cementa primero la empaquetadura a la mitad inferior de la cubierta con goma laca y después cortando perpendicularmente todos los bordes. Toda materia extraña debe retirarse de las bridas de la cubierta antes que se aplique la empaquetadura.

Es recomendable frotar polvo grafito en la empaquetadura al armar la bomba antes de colocar la mitad superior de la cubierta, esto evitará que la empaquetadura se pegue a la mitad superior cuando se vuelva a quitar.

MANTENIMIENTO DE IMPULSORES

Cuando se saca un impulsor de la cubierta de la bomba se debe examinar cuidadosamente para verificar si hay desgaste, como abrasión, corrosión o cavitación, la mayoría de las bombas para servicio general utilizan impulsores de bronce, las cuales tienen una vida razonablemente larga; ocasionalmente esas bombas operan en elevaciones de succión alta o a capacidades parciales, ambas cosas afectan la vida del impulsor (Carter, 1966).

Las bombas que manejan agua que lleva arena pueden utilizar impulsores de bronce, hierro colado, ferroníquel fundido y acero al cromo, el material de la bomba depende de la cantidad de arena que lleva el agua, el grado de abrasión y el carácter del agua. Por lo general se deberán usar los materiales que formen una cubierta o película protectora en los impulsores, esta cubierta debe adherirse firmemente a los materiales subyacentes; sin embargo, el material abrasivo naturalmente erosiona la cubierta protectora lo que hace su uso indeseable.

El desgaste por la abrasión se puede determinar mejor con una prueba de sedimentación, una parte del líquido bombeado se le permite reposar durante

algunas horas en una vasija de vidrio, se examina si las partículas asentadas son de arenisca. Es necesario un análisis químico del líquido bombeado para determinar si la corrosión es la causa del desgaste indebido. Si se identifica que el desgaste es por la corrosión es necesaria la sustitución de los materiales por otros.

La cavitación a menudo es acompañada por picaduras en la superficie del área de succión del impulsor, se puede identificar por un ruido de crepitación durante la operación. Si los impulsores se erosionan muy rápidamente frecuentemente se cambia el tipo de aleación. En las bombas pequeñas, el desgaste se corrige reponiendo el impulsor ya que el tamaño de la bomba no permite que sea reconstruido, en la mayoría de la impulsora más grande darán muchos años de servicio a pesar de la abrasión, si las áreas erosionadas son corregidas.

En el impulsor también se pueden formar grietas debido a la vibración excesiva o por los esfuerzos, el cual se establece durante el proceso de fundición los cuales no se percibieron al momento de maquinar el impulsor y si el impulsor se encuentra rajado, este no puede ser reparado y será mejor reponerlo.

Se debe tener en cuenta que cuando se saca un impulsor del rotor para su reparación se debe checar el equilibrio, para hacer el balance a mano, el impulsor se monta en un eje donde los extremos se colocan en dos filos de navaja a nivel. Si el impulsor se encuentra desbalanceado dará vuelta el eje y quedará en reposo con la parte más pesada hacia abajo. Se debe quitar el metal de esta porción de manera que el funcionamiento de la bomba no se vea alterado y resulten corrientes parásitas que aceleren la corrosión no es conveniente taladrar agujeros en el exceso de material. (Carter, 1966)

En las bombas con impulsores semiabiertos, el metal que se eliminará puede ser tomado de la caja si el diseño lo permite, también se puede retirar de los álabes si los que se encuentran en el lado más pesado son más gruesos que los otros.

MANTENIMIENTO DE ANILLOS DE DESGASTE

INSTALACIÓN: La mayoría de los anillos se prensan en los impulsores, ya que puede ocurrir una deformación durante el montaje es conveniente verificar el conjunto de impulsores y flecha en sus centros para ver si las nuevas superficies de los anillos se encuentran alineadas y de no ser así alinearlas (Carter, 1966).

ESPACIO LIBRE (JUEGO O INTERSTICIO)

La tolerancia para el espacio libre de las juntas de desgaste de metales resistentes a las raspaduras en bombas de servicio en general se les aplica las siguientes combinaciones:

1. Bronce con otro bronce.
2. Hierro fundido con bronce.
3. Acero con bronce.
4. Metal monel con bronce.
5. Hierro fundido con hierro fundido.

DESGASTE PERMISIBLE: No se puede generalizar la cantidad de desgaste aceptable antes que una bomba tenga que desarmarse y se tenga que renovar la junta ya que intervienen muchos factores (Carter, 1966).

El escurrimiento interno por los anillos significa una pérdida de eficiencia, se deben renovar los anillos cuando el costo de la reparación se compense con el ahorro de fuerza, una regla general del aumento del espacio libre de un 100% en el juego de anillos justifica la reposición de estos se puede usar como guía.

Aun cuando el espacio libre no es excesivo y la bomba se puede volver a armar sin que se remuevan los anillos de la junta de desgaste, siempre se debe verificar el diámetro del cubo del impulsor y el diámetro interior del anillo de desgaste fijo para ver si existe desgaste.

MEDICIÓN DEL ESPACIO LIBRE: Los espacios libres de los anillos se pueden medir algunas veces insertando un calibrador entre las partes fijas y las giratorias, pero si el anillo de desgaste es del tipo L y el labio de la L evita que, entre el calibrador, se puede verificar el espacio libre sin que se desmonte el rotor de la siguiente forma (Carter, 1966):

1. Montar un indicador de cuadrante en el impulsor y con el anillo fijo descansando en el cubo del anillo de desgaste del impulsor, colocar la lectura del cuadrante en cero.
2. Sin que se mueva el impulsor o el indicador de cuadrante, se debe empujar el anillo fijo desde abajo hacia arriba, se debe apuntar la lectura máxima del cuadrante. Esta corresponde al espacio libre diametral.
3. Repetir la operación para todas las juntas de espacio libre y hacer un registro de todas las lecturas.

Esta operación se ejecuta mejor con el rotor fuera de la cubierta de la bomba, se adapta mejor a las bombas de varios pasos ya que una vez que el rotor se encuentra fuera de la cubierta en las bombas de un solo paso, los anillos fijos se pueden sacar libremente y determinarse la holgura midiéndose los dos diámetros y calculando la diferencia.

Los espacios libres pueden también medirse directamente colocando el impulsor dentro del anillo de desgaste y moviéndolo lateralmente contra un indicador de cuadrante para determinar el espacio libre diametral total. Para que se determine la desigualdad en el desgaste alrededor de la circunferencia, se debe girar el

impulsor y fijar el indicador de cuadrante en varios puntos de la parte estacionaria, pero si la bomba se ha desarmado el método más correcto es el de la “diferencia”.

RESTAURACIÓN DE LOS ESPACIOS LIBRES CUANDO NO SE USAN ANILLOS

Para que se restablezcan los espacios libres entre el impulsor y la cubierta cuando no se suministra un anillo, el operador se debe (Carter, 1966):

1. Comprar partes nuevas.
2. Reconstruir las superficies gastadas con soldadura metalizado a chorro
3. Instalar uno o varios anillos de desgaste si existe la disponibilidad de metal en la parte de la cubierta o en el cubo del impulsor.

RESTAURACIÓN DE LOS ESPACIOS LIBRES DE LAS BOMBAS CON ANILLOS SENCILLOS

Existen tres formas para reconstruir los espacios libres de una bomba con construcción de anillo de desgaste sencillo plano o de tipo L (Carter, 1966):

1. Obtener un anillo de cubierta nuevo abierto a un menor tamaño, posteriormente rectificar el cubo de anillo de desgaste del impulsor rebajándolo al torno.
2. Reconstruir la superficie gastada del anillo de desgaste soldándolo o metalizándolo de forma que se pueda abrir a un tamaño reducido y después rectificar el cubo del anillo de desgaste del impulsor.
3. Rectificar el anillo de desgaste a sobremedida, reconstruir el cubo del anillo de desgaste del impulsor y maquinar para dar el juego correcto con el anillo rectificado.

RESTAURACIÓN DE LOS ESPACIOS LIBRES DE LAS BOMBAS CON ANILLOS DOBLES

Si la bomba cuenta con dobles anillos de tipo plano o tipo L, los espacios libres se pueden renovar por alguno de los siguientes métodos:

1. Obtener un anillo de impulsor de sobremedida y usar un anillo viejo de la cubierta rectificada a un tamaño más grande.
2. Obtener un anillo de la cubierta rectificado a un tamaño más pequeño y usar el anillo viejo del impulsor rebajado.
3. Reponer ambos anillos si es necesario.
4. Reconstruir el anillo de la cubierta o del impulsor con soldadura y maquinando la otra parte.

Para los anillos que no sean de tipo plano se deben seguir las recomendaciones del fabricante.

MANTENIMIENTO DE FLECHAS: La flecha pueda que se deba que reponer, debido a un daño que resulte por fallas de otras partes. La flecha se debe examinar cuidadosamente para ver si hay señales de desgaste o irregularidades, en especial en todos los ajustes importantes, como son los calibres de los cubos del impulsor, debajo del manguito de la flecha y los ^{cojinete} (Carter, 1966)^s.

Las flechas se pueden dañar por oxidación o por picadura debido a escurrimiento bajo los impulsores o los manguitos de la flecha. Si la bomba se encuentra equipada con baleros, la flecha se puede dañar al girar en el cojinete interior, las flechas de las bombas pequeñas sin manguito se pueden desgastar en los estoperos.

Es importante verificar la condición en la que se encuentra la flecha de los cuñeros, una torcedura de la flecha, un esfuerzo térmico excesivo, la corrosión y hasta un ajuste imperfecto, puede dar lugar al aflojamiento de los impulsores dando como resultado un desgaste en el cuñero, si esta condición no se corrige lo más pronto posible la condición se agravará muy rápidamente lo que producirá una operación ruidosa y posiblemente originando la falla de la flecha, finalmente la flecha se tendrá que examinar con mucho cuidado para revisar si existen grietas por fatiga.

Una flecha doblada o deformada no se deberá corregir ya que el proceso es difícil, tampoco se deberá soldar una flecha que haya sido dañada ya que siempre se volverá a deformar, estas flechas se deberán reponer siempre.

Si la flecha solo se encuentra desgastada y el costo de una flecha nueva es elevado y se cuenta con las facilidades para la reparación, se puede llevar a cabo una reparación de esta flecha ya sea por metalización a chorro y retorrearla. Este tipo de reparaciones no se debe realizar si no se encuentra familiarizado con el material de la flecha y los métodos apropiados de metalización. Después de haber reparado la flecha se debe inspeccionar para verificar si no existen deformaciones, se debe verificar después de haberla armado completamente con el rotor, para estar seguro de que no haya una deformación por apretar excesivamente las tuercas de las flechas (Carter, 1966).

MANTENIMIENTO DE LOS MANGUITOS DE LA FLECHA

Los manguitos de la flecha son la parte de la bomba las que se desgastan más rápido y la que requiere más frecuentemente reponerse, cuando los manguitos se han desgastado; la empaquetadura no se puede ajustar para evitar el escurrimiento excesivo, los manguitos gastados en exceso con frecuencia rasgan y marcan cualquier empaquetadura nueva tan pronto como se coloca (Carter, 1966).

Por lo que los manguitos requieren una reparación o reposición cuando no es necesaria ninguna otra reparación, los manguitos de las bombas de un solo paso y de poca altura de elevación se pueden sacar fácilmente, los manguitos más largos son más difíciles de sacar por esta razón muchas veces se usan en bombas de alta presión de varios pasos con mucha frecuencia se fabrican con ranuras exteriores de modo que se puede utilizar un extractor de manguitos.

Los manguitos de flecha algunas veces son reparados con soldadura o metalizando a chorro y después rectificándolo, este procedimiento no es recomendable para bombas en servicio severo. Es necesario asegurarse de la concentricidad del esmerilado así como de la perpendicularidad de las caras radiales de la flecha a sus bordes. La concentricidad se deberá rectificar después de armar el rotor.

Aunque sería más fácil empacar en las bombas manguitos de flecha nuevos, los manguitos no siempre tienen que reponerse, cada vez que se instala empaquetadura nueva, por lo general la superficie del manguito se encuentra muy bien pulida por la acción de la empaquetadura, el acanalamiento es ondulado en vez de encontrarse compuesto de canales separados precisos bajo cada uno de los diversos anillos de empaque. En algunas ocasiones un ligero esmerilado de estos manguitos acanalados es accesible para volver a utilizarlos si el servicio de la bomba no es muy severo.

Los manguitos reparados deben contar con una superficie buena, lisa y las partes restauradas no deber tener defectos ni deformaciones. El DE (diámetro exterior) no se debe reducir a tal punto que el espacio libre excesivo en el fondo del estopero permita cualquier empaquetadura sea forzado dentro de la bomba cuando son apretados los prensaestopas.

Como una regla general los manguitos no se deben esmerilar más de 0.625 a 0.75 mm de diámetro y se les debe dar un acabado de 0.0004 mm. Sin embargo, los manguitos desgastados se deben reponer en vez de repararse (Carter, 1966).

MANTENIMIENTO DE ESTOPEROS

El mantenimiento de los estoperos consiste en reponer las empaquetaduras, se debe hacer correctamente o la operación de la bomba no será satisfactoria. Para re empaclar un estopero se debe seguir el siguiente procedimiento: (Carter, 1966)

1. Nunca trate de agregar uno o dos anillos al empaque viejo, saque el empaque viejo completamente usando un extractor de empaquetaduras, se debe limpiar perfectamente la caja. revise el manguito para asegurarse que se encuentra en condiciones aceptables. si se colocan empaquetadura nueva contra un manguito áspero o bastante desgastado no se obtendrá un servicio satisfactorio.
2. Asegúrese que la empaquetadura nueva es del tipo adecuado para el líquido, presión y temperatura de operación. A menos que el empaque venga preformado, asegúrese de cada anillo se corte a escuadra de un tamaño correcto.
3. Inserte cada anillo de empaquetadura por separado, empújelo derecho dentro de la caja y asentándolo firmemente, usando anillos divididos de tamaño apropiado, que se ajusten bien a la caja. Los anillos de empaque sucesivos deberán girarse para que sus juntas queden separadas 120 o 180°.
4. Cuando se usa una jaula de sello asegurándose que se instala entre los anillos de empaque apropiado para que se maneje correctamente el suministro del líquido cuando el estopero está totalmente empaclado y ajustado.
5. Después de que se han insertado todos los anillos de empaquetadura requeridos, se debe instalar el prensaestopas y apriete firmemente las tuercas

del mismo, asegúrese de que el casquillo penetra en el estopero derecho sin ladearse, para que toda la periferia de la empaquetadura tenga una presión uniforme.

6. Después del primer apriete del prensaestopas se deben retroceder las tuercas hasta que sólo estén apretadas con los dedos, arranque la bomba con el estopero flojo de modo que haya un escurrimiento inicial excesivo. Apriete ligeramente y parejas las tuercas del prensaestopas a intervalos de quince a veinte minutos, de modo que el escurrimiento se reduzca a lo normal después de varias horas.

La empaquetadura que se saca de un estopero cuando es reempacado se deberá examinar con el objeto de obtener la información que sea posible sobre la causa del desgaste del empaque. Algunos de los síntomas más frecuentes encontrados son los siguientes: (Carter, 1966)

- 1) Desgaste excesivo en los anillos más cercanos al prensaestopas, mientras que los del fondo permanecen en buen estado, esto se debe a un apriete excesivo de la empaquetadura en un ajuste o por no insertar los anillos uno a uno y empujándolo hasta su lugar antes de insertar el siguiente.
- 2) El carboneo o lustrado de la circunferencia interna de los anillos es causado por el calor excesivo, una lubricación insuficiente o un material de empaque inadecuado para las condiciones de presión y temperatura.
- 3) El desgaste en la circunferencia exterior de los anillos ocurre cuando giran dentro de la caja del estopero.
- 4) El desgaste marcado de anillos de empaque en una porción selectiva de la circunferencia interior puede ser causado por cojinetes excesivamente gastados o la operación excéntrica del rotor.
- 5) Si algunos anillos se cortan muy escasos o se encogen excesivamente; los anillos adyacentes se hincharán y se encajarán en el espacio abierto.

MANTENIMIENTO DE COJINETES

COJINETES RESISTENTES A LA FRICCIÓN

Las fallas que se pueden ocurrir en los cojinetes son las siguientes (Carter, 1966):

- 1) Uso de un tipo o tamaño indebido para una aplicación determinada.
- 2) Montaje defectuoso debido a mano de obra inexperta en la fabricación o mantenimiento.
- 3) Diseño defectuoso de la montadura.
- 4) Lubricante o práctica de lubricación inadecuados.
- 5) Entrada de agua, mugre o arenisca dentro del cojinete.
- 6) Daño mecánico a las bolas, rodillos o carriles.

El carril interior de los baleros antifricción no deben girar en la flecha, el carril exterior no debe girar en su caja y el balero deberá estar correctamente alineado. Los cojinetes antifricción por lo general están prensados o ser montados en caliente en sus flechas, si intervienen cargas de empuje se sostienen aún más en posición axial en sus flechas por topes y tuercas de flecha, si la flecha es de menor tamaño el ajuste quedara muy flojo permitiendo que la rotación de carril interior en la flecha con un consecuente daño del balero, de la flecha o ambos.

Cuando un diámetro de flecha es demasiado grande puede dar por resultado la expansión del carril interior causando una holgura insuficiente entre las bolas o rodillos y de sus carriles interior y exterior.

La montura debe proveer suficiente fuerza de sostén con sujeción adecuada del carril exterior en la caja para evitar que gire en el ella. Esta fuerza por lo general s un mayor problema con cojinetes radiales que con los de combinación radial y de

empuje ya que el carril exterior se encuentra abrazado entre dos bordes en el conjunto de la caja si interviene el empuje.

Sin embargo, los cojinetes radiales el carril exterior se debe mover axialmente en su caja, si los cambios de temperatura originan expansiones desiguales de la flecha y la cubierta, el ajuste del carril exterior en su caja es por lo tanto de la clase de ajuste por empuje. Es muy importante que los baleros antifricción se encuentren montados a escuadra en sus flechas y cajas y que no se encuentren inclinados.

Muchas de las fallas de los cojinetes antifricción se pueden deber al uso de lubricantes inapropiados, los siguientes puntos definen los requerimientos básicos para grasas y aceites para los cojinetes estos fueron extraídos del catálogo No. 350 de SKF:

- Solamente se deben utilizar grasas y aceites minerales neutros de una buena calidad, los lubricantes de aceites animales o vegetales no se deben usar ya que pueden causar posibles daños por descomposición o formación de ácido.
- Las grasas satisfactorias para los cojinetes antifricción se dividen en términos generales en dos clases; las de base de jabón de cal y las de base de jabón de sodio, a temperaturas entre 0° y 46.1°C una grasa hecha de jabón de cal hecha correctamente es por lo general satisfactoria.
- Arriba de 46.1°C la grasa de jabón de cal que se use para cualquier periodo inadecuado ya que el aceite se separará de la base y el residuo es perjudicial al balero.
- Para temperaturas más altas es necesaria una base de jabón de sodio, una grasa apropiada de este tipo se puede usar a temperaturas desde -20.6° hasta 71.1°C y para periodos cortos hasta 98.9°C; si esta grasa se funde se separará, pero volverá a su estado original cuando se abata la temperatura. A temperaturas ordinarias esta grasa es en la mayoría de los casos más dura

por lo que facilita el sello de la caja en especial si se usa la forma de diseño de laberinto. También tiene propiedades emulsificantes de modo que puede absorberse una cierta cantidad de agua formando así una excelente protección del balero contra la oxidación.

- Una buena grasa debe tener las siguientes propiedades:
 - 2) Debe estar libre de ingredientes químicos o mecánicamente activos, como cal libre, óxido de hierro y sustancias minerales o sólidas similares de cualquier carácter.
 - 3) La menor tendencia posible de cambio de consistencia ya sea espesamiento, separación de aceite, formación de ácido o endurecimiento.
 - 4) Punto de fusión considerablemente más alto que la temperatura de operación.
- Para mantener segura la lubricación, utilice cantidades más grandes de aceite, por lo general de viscosidad un poco más alta para poder reducir las pérdidas por evaporación o escurrimiento.
- Una buena regla para seleccionar un aceite que tenga una viscosidad satisfactoria a la temperatura de operación teniendo en cuenta que la temperatura del aceite por lo general es de 2.75 a 5.5°C más alta que la de la caja del cojinete.

Se debe evitar que, entre agua al balero, si se mete agua a la caja las partes del balero seguramente se oxidarán y por esto fallará, también se sabe que demasiado enfriamiento de la caja causa condensación de la humedad del ambiente. En cojinetes con chaquetas para líquido el flujo del líquido enfriado deberá regularse de modo que el cojinete esté razonablemente tibio y cortar el suministro cuando la bomba no se encuentre trabajando (Carter, 1966).

MANTENIMIENTO DE LOS COJINETES DE MANGA

Se recomienda que el espacio libre entre la flecha y los manguitos no deba exceder el 150% de la holgura original antes de que se renueve, cuando se inspeccionan los cojinetes, es importante examinar la condición de la flecha en las chumaceras. Por igual se deberán examinar los manguitos para ver si no hay picaduras las cuales son una señal definida de corrientes eléctricas nómadas. Si son descubiertas marcas de picaduras se deben disponer medios para eliminar las corrientes nómadas o se debe aislar la caja del cojinete o el pedestal (Carter, 1966).

RECOMPOSICIÓN DEL ROTOR

Los impulsores se tienen que volver a montar en la flecha de la bomba para que giren en la dirección correcta, siempre alejándose de la curvatura de sus álabes. Se necesita un cuidado especial cuando se arman de nuevo los rotores de bombas de varios pasos con cubiertas axialmente dividida. Estas cubiertas se encuentran hechas de fundición y cuando se construye la bomba, algunas veces es necesario permitir variaciones en las dimensiones longitudinales de la cubierta (Carter, 1966).

Esto se hace cuando hay ajustes a los rotores con el objeto de conservar los espacios libres laterales diseñados y colocar cada uno de los impulsores en la posición correcta con respecto a los difusores, cuando se reemplazan por nuevos los rotores se deben comparar todas las distancias laterales con las que tengan las partes viejas y cuando sea afectado el movimiento lateral de los extremos, las distancias se deberán duplicar.

El rotor que se armó nuevamente y las partes estacionarias (anillos de desgaste de la cubierta, difusores) deben de colocarse en la mitad inferior de la cubierta y revisar el juego lateral total, cuando es armado el cojinete de empuje y la flecha se encuentra en posición correcta este juego se deberá estar convenientemente dividido y los impulsores se localizados en el centro de los

difusores, las tuercas de la flecha se pueden manipular para un ajuste final (Carter, 1966).

Para que se evite la distorsión de la flecha todas las juntas de tope deben estar a escuadra con el eje de la flecha, una con respecto a otra, las tuercas del impulsor y del manguito de la flecha no deben apretarse con fuerza excesiva, de otra forma la flecha se puede arquear por la influencia de momentos severos y desarrollar una marcada vibración, además de la posibilidad de rozar y pegarse en las juntas internas de movimiento.

6.10. REMONTAJE DE LAS BOMBAS

Si la cubierta de la bomba es axialmente dividida se tiene que tener cuidado al reponer la mitad superior de la cubierta y al apretar los pernos, si se utilizan más de una hilera de pernos, la fila más cercana al eje central de la bomba se apretará primero, cuando se haya apretado todos los pernos una vez, se deberán apretarse nuevamente para asegurar el hermetismo de la junta de la cubierta (Carter, 1966).

REPUESTOS Y REPARACIÓN

El servicio para el que se usa una bomba determinará en gran parte el número mínimo de partes de repuesto que se deberán tener en existencia, el mínimo de repuestos debe incluir un juego de anillos de desgaste, un manguito de flecha (o flecha) y un juego de cojinetes, es conveniente tener un rotor completo para que se instale en la bomba cuando el examen muestre que el rotor se ha desgastado excesivamente o si se encuentra dañado.

Las partes de repuesto se deben comprar al mismo tiempo que se comprar la unidad completa. Si se pueden pedir las partes de repuesto siempre se debe dar el número de serie de la bomba y el tamaño marcado en la placa con el nombre del

fabricante, ya que la mayoría de las bombas centrífugas son de diseño normal por lo que hay un gran número de combinaciones para cada tamaño de cubierta usando diferentes tamaños y diseños de impulsores.

6.11. REGISTRO DE LA INSPECCIÓN Y DE LAS REPARACIONES

El itinerario de trabajo de las inspecciones tanto anual como semestral se tienen que incluir en tarjetas de mantenimiento, tiene que ser una tarjeta para cada bomba, en estas tarjetas se debe incluir el número de identificación de la bomba, la fecha de inspección programada, el registro completo de todas las partes que requieran inspección separada, espacio para comentarios y observaciones ((CEPAL), 2015).

Un mantenimiento adecuado no termina con las reparaciones de las partes gastadas o dañadas, un registro escrito de las condiciones en las que se encuentran las partes, la cuales se van a reparar o reponer, entre las que deben tener la velocidad y el aspecto del desgaste además del método por el cual se realizó la reparación.

Estos registros pueden formar la base de las medidas preventivas que actuarán para reducir la frecuencia como el costo del trabajo de mantenimiento, este registro puede contener más información o menos dependiendo del tipo de bomba.

Es recomendable tomar fotografías de las partes muy desgastadas antes de repararlas; las fotografías pueden proporcionar un registro más precioso y mucho más gráfico del daño. Siempre se deben conservar registros completos de los costos de mantenimiento y de las reparaciones para cada bomba por separado, igual que un registro de las horas de operación, el estudio de estos registros puede revelar si un cambio de material o de diseño es el plan más económico a seguir.

7. IMPACTO ECONÓMICO DEBIDO AL BAJO DESEMPEÑO ENERGÉTICO EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO EN LAS PLANTAS DE FUERZA

Como ya se ha explicado los sistemas de bombeo son de vital importancia para las operaciones de una planta. En muchas aplicaciones industriales, tales como plantas de energía y petroquímica, las bombas son el corazón de los procesos productivos y generalmente operan con mucha frecuencia, incluso más tiempo que cualquier otro equipo en la instalación. La cantidad de energía consumida por muchos sistemas de bombeo de larga ejecución a menudo resulta en una adición sustancial a los costos anuales de operación de una planta. De hecho, aproximadamente el 27% de toda la energía consumida por los equipos accionados por motores en las instalaciones de fuerza se utiliza para operar bombas. Por lo tanto, los sistemas de bombeo son un objetivo natural en los esfuerzos para reducir el consumo de energía en los sistemas accionados por motor (Friedrich, 2014).

En algunos casos, la energía sistema de bombeo se utiliza de forma eficiente, en otros, no. Los operadores de las instalaciones se encuentran muy familiarizados con la capacidad de control, la fiabilidad y disponibilidad de los equipos de bombeo del sistema, pero podrían no estar tan conscientes de la eficiencia del sistema y hay buenas razones para aumentar su concientización sobre este tema. Por ejemplo, hay una fuerte correlación entre la fiabilidad de las bombas y su eficiencia, es decir, bombas que operan cerca de su punto de máximo rendimiento tienden a realizar de forma más fiable y con una mayor disponibilidad.

Hay muchas oportunidades para mejorarla fiabilidad, el rendimiento y la eficiencia de los sistemas de bombeo en muchas instalaciones industriales. Esta

sección trata sobre tres pasos básicos que pueden ayudaren la identificación e implementación de proyectos de mejora del sistema de bombeo:

- Llevar a cabo una evaluación delos sistemas.
- Analizarlos costes del ciclo de vida.
- Venda sus proyectos de gestión.

7.1. COSTOS DE LA ENERGÍA EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO

Para evaluar adecuadamente los proyectos de sistemas de bombeo, los costos de operación del sistema deben ser cuantificados; estos costos generalmente incluyen varios componentes fijos y variables. De estos costos, la energía es a menudo el componente más grande (CFE, 2015).

7.1.1. FACTOR DE CARGA

El impacto económico de una bomba se determina en gran medida por la cantidad de tiempo que opera una bomba y el porcentaje de la capacidad total en el que opera. Independientemente de cómo se mide el consumo de energía del sistema de bombeo en cualquier punto en el tiempo, estos datos "instantáneamente" deben ser traducidos a una indicación representativa del consumo de energía a través del tiempo. Entonces, el factor de carga media del sistema de bombeo puede ser estimado. El factor de cargase refiere al porcentaje promedio de potencia a plena carga a la que la bomba funciona durante un período de tiempo.

FACTORDECARGA

$$= \frac{\sum \text{Carga actual} \times \# \text{ horas de operación a la carga actual}}{\sum \text{Carga nominal plena} \times \# \text{ horas de funcionamiento en el período}}$$

– Ec. 7.1

A menos que los operadores mantengan registros completos o están altamente familiarizados con los datos de funcionamiento de la bomba, puede ser difícil determinar el factor de carga con precisión, en su lugar, podría ser necesario recurrir a una estimación razonable. Si la bomba está en plena carga, cuando esté en funcionamiento, el factor de carga es el porcentaje de tiempo que la bomba funciona dentro de los plazos concedidos.

EJEMPLO DE CÁLCULO

$$\begin{aligned} & \text{costos anuales de electricidad} \\ & = \frac{(\text{plena del motor potencia al freno [bhp]}) * (0.746 \text{ KW/hp})}{(\text{rendimiento del motor}) * (\text{horas anuales de operación}) * (\text{costos de electricidad por unidad}) * (\text{factor de carga})} \quad - \text{Ec. 7.2} \end{aligned}$$

Se pueden utilizar los siguientes datos para ilustrar el cálculo:

motor de carga plena potencia al freno = 100 bhp

horas anuales de funcionamiento = 8760 horas

(3 turnos funcionamiento continuo)

costo de electricidad por unidad = \$ 0.05 / KWh

factor de carga = 65%

eficiencia del motor = 95%

gastos anuales de electricidad

$$= (100 \text{ hp}) * (0.746 \text{ KW/hp}) * (1/0.95) * (8.760 \text{ horas}) * (\$ 0.05 / \text{KWh}) * 0.65$$

$$\text{costos anuales de electricidad} = \$22.356$$

7.1.2. CÁLCULO DE LOS COSTOS DE ELECTRICIDAD

Los costos de electricidad se pueden determinar por varios métodos, en los cuales se incluya cualquiera de los siguientes:

- El uso de los datos de placa del motor
- La medición directa de la corriente del motor
- El uso de datos de la curva de rendimiento.

Con cualquiera de estos métodos, la utilidad de los datos está limitada por la medida en que representa las condiciones de funcionamiento promedio del sistema. En sistemas con muy diversas condiciones de operación, toma de datos sólo una vez, probablemente no proporcionará una indicación real de bombear el consumo de energía del sistema.

7.2. PLACA DE IDENTIFICACIÓN DE DATOS

Una manera rápida de determinar los costos de energía es el uso de los datos de placa del motor de la bomba. En muchas aplicaciones, el conjunto de la bomba/motores de gran tamaño, lo que significa que el motor funciona por debajo de sus datos de la placa a carga completa. La estimación del factor de carga permite que los costos anuales de funcionamiento de la bomba que se calculen.

Este simple cálculo supone que el motor eléctrico que acciona la bomba es 95 % eficiente (el 0,95 en el factor de $1/0.95$), que es una estimación razonable para un motor de la bomba más grande que 50 HP. Motores nuevos pueden tener eficiencias aún mayores debido a las disposiciones de la Ley de Política Energética que han estado en vigor desde 1997. Si la bomba utiliza un motor más viejo que ha sido rebobinado varias veces o tiene un motor más pequeño, entonces se debe utilizar una eficiencia del motor del 80 % al 90 % (o el índice de eficiencia de la placa

de identificación del motor). Los motores utilizados en la mayoría de las bombas centrífugas tienen un factor de servicio continuo 1.15. Esto significa que un motor con un valor de placa nominal de 100 CV podría, de hecho, ser operado de forma continua hasta 115 CV, aunque la eficiencia del motor cae ligeramente por encima de la carga nominal. Utilizando datos de la placa para calcular los costos de energía para motores que operan por encima de la carga nominal subestima los costos reales ((CEPAL), 2015).

7.2.1. MÉTODO DE MEDICIÓN DIRECTA

Una forma más precisa de determinar el consumo de electricidad requiere tomar medidas eléctricas. Dependiendo de la disponibilidad de la instrumentación y el acceso de medida, el método de medición directa requiere la lectura de potencia (kW) con un vatímetro o leer amperios y voltios y calcular kW utilizando el factor de potencia de la placa de identificación ((CEPAL), 2015).

Los vatímetros requieren dos entradas simultáneas (tensión y corriente), y la forma de medición ya se ha descrito en el capítulo 6, pero se vuelve a describir algunos procedimientos con fines de realizar una descripción mejor. Para calcular el consumo de electricidad, hay que multiplicar el valor de kW medido por horas y los costos de operación y de la electricidad. Este cálculo es para un motor con una carga constante, es decir, uno que no varía con el tiempo. Si un vatímetro no está disponible, entonces corriente y voltaje se puede medir por separado. Si hay una posibilidad de que la carga de los motores inferiores al 65% de la capacidad nominal del motor, entonces los cálculos usando la medición directa de voltios y amperios no proporcionan resultados útiles. La corriente se mide utilizando una pinza tipo amperímetro. La corriente se mide en cada uno de los tres cables de alimentación de funcionamiento al motor (la mayoría de los motores industriales son de tres fases). En algunos sitios, el controlador del motor un punto conveniente en la que tomar estas lecturas, en otros sitios, la caja de conexiones en el propio motor más

accesible. El voltaje de línea se mide por lo general en el controlador del motor y se debe medir al mismo tiempo que la lectura actual; en algunas instalaciones, la tensión en la línea cae con aumentos en el consumo de energía.

La medición directa de la corriente del motor no siempre es práctica, sin embargo. Un punto importante a destacar es que las mediciones en caliente de la corriente del motor representan un riesgo de seguridad para los trabajadores, y estas medidas podrían no ser factibles en un entorno industrial donde las conexiones eléctricas están expuestas a la humedad o contaminantes.

7.2.2. SUPUESTOS

Motor de 3 fases

0.85 defactor de potencia (placa de características)

\$ 0.05 /KWh costo de electricidad por unidad

horas anuales de funcionamiento = 8760 horas

(3 turnos fncionamiento continuo)

7.2.3. CASO I: USO DE UN VÁTOMETRO

Gastos anuales de electricidad =

(lectura vátmetro, utilizandounaconfiguraciónde 3 fases)

** (horas anuales de funcionamiento)*

** (costo de la electricidad \$/kWh) — — Ec. 7.3*

Ejemplo

vátmetro de lectura = 77.88 kW

*Gastos anuales de electricidad = (77.88 kW) * (8760 horas) * (\$ 0.05 /KWh)*

Gastos anuales de electricidad = \$ 34,111

7.2.4. CASO II: USO DE VOLTÍMETRO Y AMPERÍMETRO POR SEPARADO

$$\begin{aligned} \text{Gastos anuales de electricidad} = & \\ \left[\frac{(\text{amperios de carga}) * (\text{voltios}) * (1.732) * (\text{factor de potencia})}{1000} \right] & \\ * (\text{horas anuales de operación}) * & \\ (\text{costo de la electricidad } \$/\text{kWh}) & \text{ --- Ec. 7.4} \end{aligned}$$

Ejemplo

la medición del amplificador de carga media en todas las fases = 115 A

tensión medida = 460 V

$$\begin{aligned} \text{Gastos anuales de electricidad} = & \\ \left[\frac{(115 \text{ A}) * (460 \text{ V}) * (1.732) * (0.85)}{1000} \right] * (8760 \text{ horas}) * (\$ 0.05 / \text{kWh}) & \end{aligned}$$

$$\text{Gastos anuales de electricidad} = \$ 34,111$$

7.2.5. UTILIZANDO LAS CURVAS DE RENDIMIENTO DE LA BOMBA

Otro método para determinar el consumo de energía de una bomba es registrar las lecturas de presión asociados con la operación de la bomba y el uso de su curva de rendimiento para determinar la potencia al freno correspondiente. Las curvas de rendimiento de la bomba utilizan para indicar la altura total de la potencia de la bomba y, en consecuencia, este método requiere de instrumentación de presión en los lados de aspiración y descarga de la bomba y la corrección para la cabeza.

Una vez que se sabe la presión en los lados de descarga y succión de una bomba, el ingeniero puede calcular la altura total desarrollada por la bomba. Esto corresponde a una lectura caballos de fuerza, como se muestra en la Figura 7.1

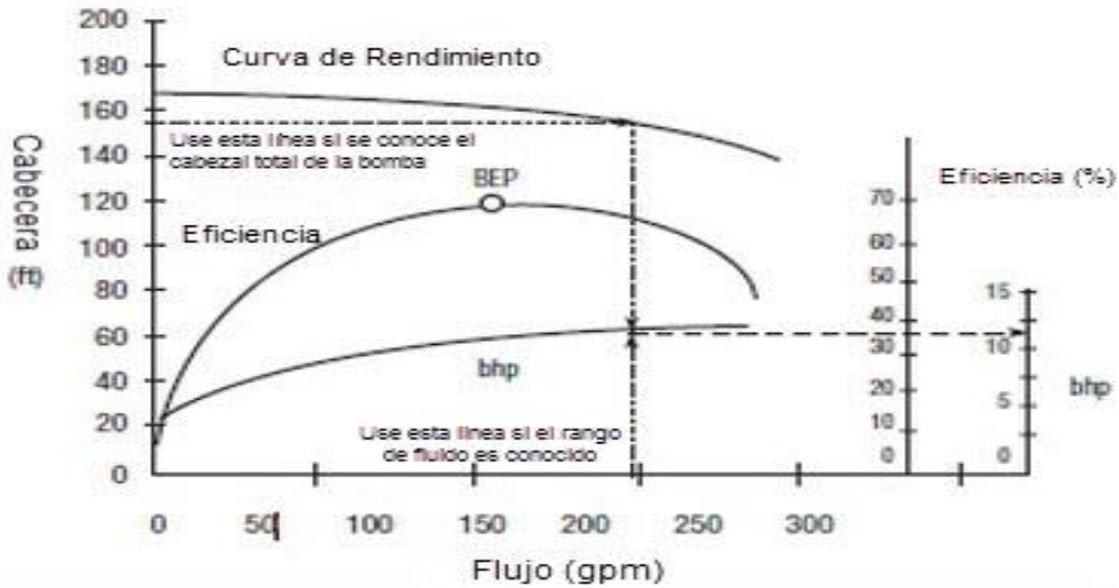


Fig. 7.1 Determinación Del Consumo De Energía Utilizando La Curva De Rendimiento De La Bomba (Belluzo Giuseppe, las turbinas hidráulicas y las bombas centrífugas, Madrid Bailly-Baillere e hijos, 1906)

Este enfoque puede ser limitado, sin embargo, debido a que en muchas aplicaciones no hay medidor en el lado de succión de la bomba. A menos que una suposición razonable de depresión de succión está disponible (por ejemplo, la altura de un nivel de líquido en un tanque de ventilación que se alimenta directamente en la succión de la bomba), la cabeza total desarrollada por la bomba puede no ser conocida. Otra posible limitación la exactitud de los manómetros utilizados en muchas aplicaciones industriales. Estos medidores de presión por lo general no están calibrados con regularidad, por lo que podría no ser lo suficientemente precisa. En algunos casos, estos medidores también carecen de la precisión necesaria para determinar el consumo de energía con precisión. Esto es particularmente cierto para las bombas que tienen curvas de rendimiento relativamente planas, en las que una pequeña diferencia en la cabeza hace una gran diferencia en el flujo y CV.

Si el indicador de sistema no tiene la precisión requerida, un manómetro de prueba debe ser instalado. En muchos sistemas, los accesorios de tubería usados

para indicadores de presión tienen puertos de conexión secundaria para acomodar el equipo de calibración. Estos puertos son muy adecuados para un manómetro de prueba separado, que es más preciso que el medidor de sistema. El uso de curvas de la bomba para estimar el consumo de energía de una bomba puede ser inexacto y debe ser un último recurso, entendiendo que el consumo de energía real puede ser hasta un 20 % más o un 10% menos de lo estimado. Los aumentos en la holgura en los anillos de desgaste u otros dispositivos de restricción interna y desgaste de impulsor y la carcasa puede conducir a imprecisiones. A menos que la bomba fue probada en la fábrica, las curvas de rendimiento estándar representan el rendimiento típico. Como resultado de las variaciones normales de fabricación, las mediciones de potencia reales pueden ser 5 % superior o inferior. Para utilizar la curva de la bomba, el ingeniero debe convertir la presión total desarrollada por la bomba a un valor cabeza. Esta conversión requiere de dos factores clave: la densidad del fluido del sistema y una estimación de la velocidad, o la cabeza dinámica (Giuseppe, 1906).

La densidad del fluido se determina típicamente mediante la medición de la temperatura del fluido y el uso de una tabla de propiedades del fluido para encontrarla densidad correspondiente. La altura de velocidades más difícil de determinar, ya que requiere conocer el caudal de la bomba, y a su vez, conocer el caudal necesario y el cabezal de la bomba. Sin embargo, ya que la carga de velocidades típicamente mucho menor que la cabeza estática, haciendo una suposición razonable de la velocidad del fluido, el ingeniero puede determinar la altura de velocidad aproximada (Giuseppe, 1906).

Por ejemplo, en algunos sistemas de refrigeración, para reducir al mínimo el ruido del flujo, una velocidad de flujo máxima de 10 pies (ft) por segundo se utiliza como una guía de diseño. Esta velocidad de flujo corresponde a una carga de velocidad de 1,55 ft. El valor del error asociado con este número es probablemente

menor en comparación con otros errores asociados con el consumo anual estimado de energía.

Alternativamente, una línea de descarga de la bomba que ya tiene un medidor de flujo proporciona una oportunidad mucho para determinar la tasa de flujo, la velocidad de flujo, a su vez, puede ser utilizado para determinar el punto de funcionamiento de la bomba a lo largo de su curva de rendimiento. También, medidores de flujo portátiles que se sujeten a la tubería se pueden utilizar para medir la tasa de flujo. En general, los fluxómetros portátiles funcionan relativamente bien en sistemas con fluidos homogéneos y largos tramos rectos de tubería. Sin embargo, la precisión de estos instrumentos se deteriora si el líquido contiene partículas o de vapor, o si el perfil de flujo no es uniforme (Giuseppe, 1906).

7.2.6. RENDIMIENTO DE LA BOMBA PARA DETERMINAR LOS COSTOS ANUALES DE ELECTRICIDAD

$$\frac{\text{costos anuales de electricidad} = (\text{bomba bhp})}{(\text{eficiencia del motor}) * (\text{horas en un año}) * (\text{costo de electricidad por unidad}) * (\% \text{ de tiempo de funcionamiento})} - \text{Ec. 7.5}$$

suponiendo

cualquier cabeza de la bomba. total o caudal de la bomba se conoce la tasa

(debe ser bastante constante durante el año)

eficiencia del motor = 95%

porcentaje de tiempo de funcionamiento = 65%

(opera el 65% del año en la carga medida)

costo de electricidad por unidad = \$ 0.05 /KWh

Ejemplo

altura total = 155 ft

bomba bhp (lectura de la línea bhp) = 11 hp

costo anual de la electricidad = \$ 2,459

7.3. ENERGÍA Y DEMANDA CARGOS A ENTENDER LA FACTURA DE ELECTRICIDAD

Los cálculos muestran un uso simplificado de aproximaciones tarifarias expresadas en términos de pesos por kilovatio-hora (\$/kWh). Sin embargo, las compañías eléctricas utilizan más complicadas estructuras para facturar a los clientes industriales ((CEPAL), 2015).

Estos suelen incluir tanto la energía (\$/kWh) y los cargos por demanda (\$/kW), y tienen diferentes tarifas en función del nivel de consumo y de la época del año. Los cargos por demanda se basan en la demanda máxima durante un mes o temporada determinada y pueden tener un impacto significativo en los costos de electricidad de algunos clientes.

Cuando se calculan los impactos económicos de las medidas de eficiencia, el costo marginal de la electricidad que necesita ser considerado, teniendo en cuenta los gastos de energía y la demanda, los precios de temporada, y diferentes tarifas para diferentes niveles de consumo ((CEPAL), 2015).

7.4. CONSIDERACIONES DE MANTENIMIENTO

Un aspecto importante de cualquier mejora del sistema es asegurar que sus beneficios continúen más allá del período de recuperación. Para ayudar a evitar que el sistema de mal desempeño de nuevo, las prácticas de operación y mantenimiento adecuados se deben seguir. Una parte importante de este enfoque es cada vez mayor conciencia de los costos operativos y las implicaciones de rendimiento de la operación o el mantenimiento inadecuado de los operadores. El mantenimiento preventivo (PM) tiene por objeto mejorar la fiabilidad del sistema, reducir el riesgo del tiempo de inactividad no planeado, y evitar fracasos costosos. En general, el PM es

menos costoso que la reparación. Un PM bien diseñado reduce al mínimo la necesidad de reparaciones mediante la detección y la resolución de un problema antes de que se convierta en algo más serio.

7.5. ANALIZARLOS COSTOS DE CICLO DE VIDA ANTES DE TOMAR UNA DECISIÓN

De la misma forma que un programa de PM minimiza las reparaciones costosas, un sistema bien diseñado puede evitar costos más altos de lo necesario en la operación. Usando una perspectiva de coste del ciclo de vida durante el diseño inicial del sistema, o en la planificación de las actualizaciones del sistema y modificaciones, puede reducir los costos de operación y mejorar la fiabilidad del sistema. Los componentes de los costos del ciclo de vida incluyen el costo del equipo inicial, el consumo de energía, el mantenimiento y la clausura.

Los costos del ciclo de vida de las bombas son difíciles de resumir porque, incluso entre las bombas del mismo tamaño, los costos iniciales son muy variables. Otros gastos como el mantenimiento y desmantelamiento pueden ser difíciles de cuantificar.

Un sistema de bombeo de alta eficiencia no es simplemente un sistema con un motor de alta eficiencia energética. La eficiencia global del sistema es la clave para el máximo ahorro de costes. A menudo, los usuarios están preocupados sólo con los costos iniciales, y aceptan la oferta más baja para un componente sin tener en cuenta la eficiencia del sistema. Para lograr óptima economía del sistema de bombeo, los usuarios deben seleccionar un equipo basado en la economía del ciclo de vida y la operación y mantenimiento del equipo para un rendimiento máximo.

Plantas y gerentes corporativos están a menudo sujetos a una preocupación por las ganancias de una empresa cuando se considera la inversión de fondos de

capital. Los tomadores de decisiones suelen ser en sintonía con las actividades que se traducen directamente a la línea de fondo, tales como los proyectos que incrementan la productividad. Afortunadamente, muchos (si no la mayoría) de proyectos de eficiencia energética proporcionan otros beneficios, además de los ahorros en costos de energía, tales como las siguientes:

- Aumento de la productividad
- Menores costos de mantenimiento
- Reducción de los costes de cumplimiento ambiental
- Menores costos de producción
- Reducción de los costes de eliminación de residuos
- Mejor calidad del producto
- Mejora de la utilización de la capacidad
- Mejor fiabilidad
- Mejora de la seguridad de los trabajadores

Cualquier proyecto potencial mejora de la eficiencia tiene una mejor oportunidad de ser financiada si se tiene en cuenta todos estos costos y beneficios más esperada vida útil del proyecto. Comprender todos los componentes que conforman el coste total de propiedad y operación de un sistema de bombeo ayuda a quienes toman decisiones a reconocer más fácilmente las oportunidades para reducir significativamente la energía, operación y costos de mantenimiento.

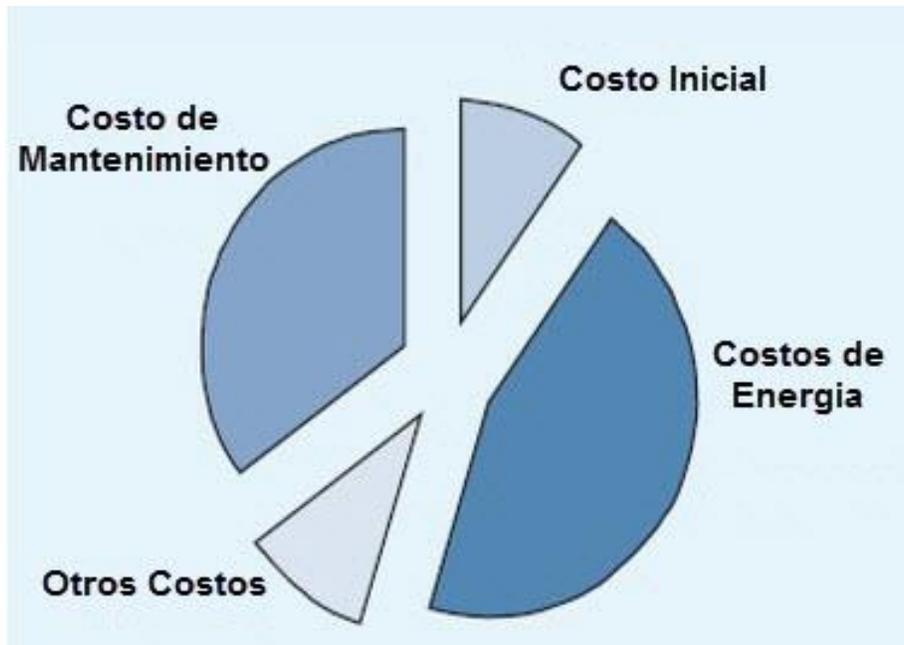


Fig.7.2 distribución de costos en los sistemas de bombeo <http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>

7.6. FORMAS DE AHORRO MEDIANTE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA DE BOMBEO

Un sistema bien diseñado va a durar más tiempo que otros tipos, y esto debe ser tenido en cuenta en un análisis LCC. El análisis LCC es también una herramienta valiosa para utilizar al comparar diseños alternativos de adaptación de los sistemas de bombeo existentes. Oportunidades para la mejora de los sistemas existentes se pueden encontrar en las ineficiencias que se desarrollan con el tiempo, tales como el cambio de los requisitos del sistema, desgaste de rutina y los controles mal optimizados.

El objetivo principal del ciclo de vida de costos es el de evaluar y/u optimizar los costos de vida de un producto, en este caso una bomba, al tiempo que satisface el rendimiento especificado, la seguridad, fiabilidad, facilidad de mantenimiento, accesibilidad y otros requisitos.

Los sistemas de bombeo representan aproximadamente el 25%-50% del consumo de energía en muchas plantas industriales, y tal vez 20 % de la demanda de energía eléctrica del mundo. Las bombas centrífugas ocupan el primer lugar en incidentes de falla y costos de mantenimiento. Es por eso que las bombas centrífugas en aplicaciones críticas se instalan en pares idénticos, uno que actúa como el operativo, el otro sirviendo como el modo de espera o bomba de repuesto ((CEPAL), 2015).

Cuando se busca mejorar la rentabilidad de las operaciones que realiza una bomba, se tendrá que considerar el uso de Ciclo de Costos de Vida o LCC (Lyfe Cicle Costs). La aplicación de los conceptos de LCC ayudará a minimizar el desperdicio. El LCC también reducirá drásticamente los costos de energía, operación y mantenimiento.

El Ciclo de Costos de Vida de la bomba es el coste total durante la vida desde su adquisición, la instalación, la operación, mantenimiento (incluyendo el tiempo de inactividad asociado), más el costo debido a la contaminación del líquido bombeado, y en última instancia, el coste de la eliminación de una pieza de equipo.

La ecuación 7.6 simplificada resulta:

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_m + C_{dt} + C_{env} + C_d \text{ --- Ec. 7.6}$$

Donde:

LCC = Ciclo de Vida

C_{ic} = Costo inicial, el precio de compra (bomba, sistema, tuberías, servicios auxiliares.)

C_{in} = Costo de instalación y puesta en marcha.

C_e = Costos energéticos (bomba, el motor y los servicios auxiliares).

C_o = Costos de Operación.

C_m = Costos de mantenimiento y costos de reparación.

C_{dt} = Costos de tiempo de inactividad.

C_{env} = Costos ambientales.

C_d = Costos de desmantelamiento y/o eliminación.

Los costos de energía, mantenimiento y tiempo de inactividad dependen de la selección y el diseño de la bomba, el diseño del sistema y la integración con la bomba, el diseño de la instalación, y la forma en que el sistema funciona. Una selección cuidadosa de la bomba para un determinado sistema puede garantizar que los costos energéticos y de mantenimiento sean más bajos y un máximo rendimiento a lo largo de la vida del equipo.

Cuando se utiliza como una herramienta de comparación entre posibles alternativas de diseño o de reacondicionamiento general, el proceso de Costo del Ciclo de Vida mostrará la solución más rentable, dentro de los límites de los datos disponibles.

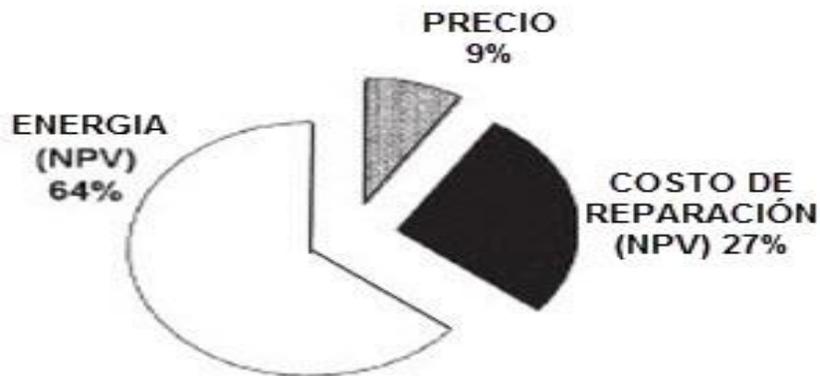


Fig.7.3 costos típicos en un sistema de bombeo <http://buildingsdatabook.eren.doe.gov>

7.6.1. LOS COSTOS INICIALES

Los costos iniciales de inversión incluyen los costos iniciales de la bomba y el sistema de bombeo. Los costos iniciales incluyen la ingeniería, proceso, la administración de la orden de compra, pruebas, inspección, inventario de repuestos, capacitación y equipo auxiliar. El precio de compra de los equipos de bombeo es típicamente menos de 15 % del coste total de propiedad. El costo inicial también se ve influida por factores tan importantes como el tamaño y diseño de la tubería de la bomba, la velocidad de la bomba, la calidad y/o capacidad de los equipos de servicio, los materiales de construcción y el sistema de control. Todas estas opciones pueden afectar sustancialmente el costo del ciclo de vida y la vida útil de la bomba ((CEPAL), 2015).

7.6.2. LOS COSTOS DE INSTALACIÓN

Los costes de instalación y puesta en marcha de la bomba son los cimientos, mampostería, la conexión de tuberías de proceso, la conexión de cableado eléctrico, la conexión de los sistemas auxiliares, equipo de alineación, la evaluación de la tubería y el rendimiento en el arranque. El cuidado y la eficacia en la ejecución de estas actividades de instalación tendrán un gran impacto en la posterior fiabilidad, el mantenimiento y los costos a lo largo de la operación, durante el ciclo de vida de la bomba. Una lista de verificación debe ser usada para asegurar que el equipo y el sistema están operando dentro de los parámetros especificados ((CEPAL), 2015).

7.6.3. LOS COSTOS ENERGÉTICOS /OPERACIÓN

El consumo de energía de la bomba/sistema es a menudo uno de los elementos de costo más grandes y puede dominar a los costos totales del ciclo de vida, especialmente si bombas funcionan más de 2.000 horas al año ((CEPAL), 2015). Los costos energéticos y mantenimiento durante la vida útil de un sistema de bombeo son por lo general más de 10 veces su precio de compra. Los

costos energéticos dependen no sólo de la mejor eficiencia de la bomba(s), sino también de la energía consumida por el sistema de bombeo (tamaño de la tubería, etc.), y por cuánto tiempo y en qué medida la bomba pasa operando lejos de su punto óptimo. Factores que influyen también, como la operación con a un caudal mínimo, avería en la válvula de control de presión, el consumo de energía de servicios auxiliares, y la selección y la aplicación del controlador. Los costos de operación son los costos de mano de obra relacionados con la operación de un sistema de bombeo. Estos varían ampliamente dependiendo de la complejidad y el objetivo del sistema. La observación regular de cómo un sistema de bombeo está funcionando puede alertar a los operadores de las pérdidas potenciales en el rendimiento del sistema. Los indicadores de desempeño incluyen cambios en la vibración, impulsos de choque, temperatura, ruido, consumo de energía, las tasas de flujo y presión. Siempre hay que tener en cuenta que el costo inicial es un factor de selección muy importante (Giuseppe, 1906).

7.6.4. MANTENIMIENTO Y REPARACIÓN COSTOS

La obtención de la vida de trabajo óptima a partir de una bomba requiere especial cuidado en el diseño del sistema (tubería de la bomba, etc.), el diseño y selección de la bomba, la instalación, y un mantenimiento regular y eficiente. El costo depende del tiempo y la frecuencia del servicio y el costo de los materiales. El diseño de la bomba puede influir en gran medida a estos costos a través de la selección hidráulica, materiales de construcción, componentes elegidos, y la facilidad de acceso a las partes a prestar servicio. El tiempo de inactividad puede ser minimizado mediante programas de mantenimiento preventivo optimizados, y la programación de mantenimiento mayor durante la parada anual o cambio de proceso. Aunque fallos inesperados no pueden predecirse con precisión, se pueden estimar estadísticamente mediante el cálculo de tiempo medio entre fallos, o posiblemente evitadas gracias culpa monitoreo continuo de sistemas de control de la bomba inteligentes tolerantes (Giuseppe, 1906).

7.7. MEDICIÓN DEL IMPACTO ECONÓMICO MEDIANTE LA EFICIENCIA DEL SISTEMA DE BOMBEO

La eficiencia y el rendimiento del sistema de bombeo pueden pasar a la parte superior de la lista de prioridades de las empresas si las propuestas responden a las necesidades de las empresas. Los desafíos corporativos son muchos y variados, y esto a su vez abre más oportunidades para "vender" la eficiencia del sistema de bombeo como una solución ((CEPAL), 2015).

El primer paso es identificar y evaluar el impacto total en lenguaje monetario de una medida de la eficiencia del sistema de bombeo. Una forma probada de hacer esto es a través de un análisis de LCC, como se discutió anteriormente. El resultado es una ganancia o pérdida neta en el balance, se pueden comparar con otras opciones de inversión.

La presentación de las finanzas de Mejoras al Sistema de Bombeo

Hay muchas maneras de medir el impacto financiero de una inversión en el sistema de bombeo. Algunos métodos son más complejos que otros. Una medida sencilla (y ampliamente utilizada) de la economía de los proyectos es el periodo de recuperación. Este es el período de tiempo requerido para un proyecto de " punto de equilibrio " en términos de costos, el tiempo necesario para que los beneficios netos de una inversión tiendan a acumularse hasta el punto en que son iguales al costo de la inversión inicial.

Para un proyecto que devuelve beneficios en incrementos constantes, anuales, de la simple recuperación de la inversión es igual a la inversión inicial, dividido por el beneficio anual.

La recuperación simple no tiene en cuenta el valor temporal del dinero, es decir, no hace ninguna distinción entre un peso ganado hoy y un peso del futuro. Aun así, la medida es fácil de usar y entender, y muchas empresas utilizan recuperación simple para tomar una rápida decisión "go/no-go" en un proyecto ((CEPAL), 2015).

Los análisis más sofisticados tienen en cuenta factores tales como las tasas de descuento, los impactos fiscales, así como el costo del capital. Un método consiste en calcular el valor presente neto de un proyecto, que se define en esta ecuación:

$$\text{Valor actual neto} = \text{Valor actual de los beneficios} - \text{Valor actual de los costos} - \text{Ec. 7.7}$$

Otro cálculo comúnmente utilizado para la viabilidad económica de un proyecto, es determinando la tasa interna de retorno. Esta se define como la tasa de descuento que iguala los beneficios netos futuros (en efectivo) a un esfuerzo de inversión inicial

7.8. CASOS DEL COSTO QUE REPRESENTAN LOS SISTEMAS DE BOMBEO

7.8.1. COSTO DE LA ENERGIA

Se comparan dos bombas para agua, la bomba A requiere 10 hp en condiciones específicas de funcionamiento, mientras que la bomba B requiere 9 hp el costo de la electricidad es de 2 centavos de dólar por kwh.

El costo directo de operación en una instalación proyectada para durar 10 años sería:

$$\frac{\left(2 \frac{\text{cent}}{\text{kwh}}\right) \left(8,750 \frac{\text{h}}{\text{año}}\right) \left(0.746 \frac{\text{kw}}{\text{hp}}\right) (10 \text{ años})}{\text{eficiencia del motor de } 0.85} = \$ \frac{1,538}{\text{hp}} - \text{Ec. 7.8}$$

Sin embargo, se sabe que con el paso del tiempo el dinero pierde valor, para encontrar el valor con más sencillez se supondrá que \$ 1,000 es la cantidad que se puede gastar en el costo inicial, por lo que si la bomba A cuesta \$ 1,500 y la bomba B \$ 1,700 entonces ésta será la que ofrezca mayor economía total. En las tablas 7.1, 7.2 y 7.3 se muestran las comparaciones de 2 bombas.

BOMBA	COSTO INICIAL	EQUIVALENTE DE INVERSIÓN	COSTO TOTAL¹
Bomba A	\$ 1,500	\$ 1,000	\$ 2,500
Bomba B	\$ 1,700	\$ 0	\$ 1,700
Diferencia a favor de la marca B			\$ 800

Tabla 7.1 costos totales evaluados; (Kenneth J. McNaughton, Bombas selección, uso y mantenimiento, primera edición, Editorial McGraw-Hill, México, 1989)

BOMBA	COSTO INICIAL	OTROS COSTOS	COSTO TOTAL
Bomba A (18.3 hp)	\$ 3,500	\$ 1,200 ²	\$ 4,700
Bomba B (25.3 hp)	\$ 4,500	\$ 7,000 ³	\$ 11,500
Ahorro neto de la bomba A			\$ 6,800

Tabla 7.2 Bomba más grande o mayor altura (Kenneth J. McNaughton, Bombas selección, uso y mantenimiento, primera edición, Editorial McGraw-Hill, México, 1989)

UNIDAD MOTRIZ	EQUIVALENTE DE INVERSIÓN	MOTOR	COSTO TOTAL
Rpm fijas⁴ (19.4 hp)	\$ 19,400	\$ 500 ⁵	\$ 19,900

¹ los costos totales son calculados en pesos mexicanos

² Columnas y tubos adicionales.

³ Costo de 7 hp a \$ 1,000 /hp.

⁴ A 500 gpm

⁵ Costo de un motor estándar de 30 hp

Rpm variables³ (4.6 hp)	\$ 4,600	\$ 4,500 ⁶	\$ 9,100
Ahorro neto con propulsión de rpm variable			\$ 10,800

Tabla 7.3 Unidad motriz de velocidad fija o variable (Kenneth J. McNaughton, Bombas selección, uso y mantenimiento, primera edición, Editorial McGraw-Hill, México, 1989)

7.8.2. REQUISITOS PARA UNA BOMBA DE CAPACIDAD VARIABLE

En algunos procesos se puede tener requisitos de capacidades que varían en un amplio intervalo, una de las formas más comunes de resolver este problema es adquirir una bomba con propulsor la cual cuente con un motor de velocidad fija e instalar una válvula de control para poder reducir el flujo durante los periodos de demanda baja. En los sistemas en los que la caída de presión es una parte importante del requisito total de la carga, vale la pena considerar una propulsión de velocidad variable.

BOMBA⁷	COSTO INICIAL	EQUIVALENTE DE INVERSIÓN	COSTO TOTAL
Centrifuga estándar (10.9 hp de diseño)	\$ 1,200	\$ 10,900	\$ 12,100
Dosificadora (0.58 hp de diseño)	\$ 3,500	\$ 580	\$ 4,080
Centrifuga pequeña altas rpm, (1.5 hp de diseño)	\$ 1,300	\$ 1,500	\$ 2,800

Tabla 7.4 Tipos de bombas, flujo muy pequeño (Kenneth J. McNaughton, Bombas selección, uso y mantenimiento, primera edición, Editorial McGraw-Hill, México, 1989)

La carga producida por una bomba centrifuga varía en proporción directa al cuadrado de la relación de rpm y su capacidad, varía directamente con la razón de rpm. Es decir que puede seguir muy bien la curva de caída de presión del sistema y la mantiene eficiente.

BOMBAS⁸	COSTO INICIAL	EQUIVALENTE DE INVERSIÓN	COSTO TOTAL
---------------------------	----------------------	---------------------------------	--------------------

⁶ Costo de un motor de 30 hp de velocidad variable y controles

⁷ Todas las bombas manejan 3 gpm con una carga de 324 ft (140 psi)

⁸ Las bombas manejan 12 gpm de agua des ionizada con carga de 400 ft (173 psi)

Centrífuga estándar (17.2 hp de diseño)	\$ 1,500	\$ 17,200	\$ 18,700
Centrífuga pequeña, alta rpm (4.7 hp de diseño)	\$ 1,500	\$ 4,700	\$ 6,200
Tríplex de émbolo (17 hp de diseño)	\$ 5,500	\$ 1,700	\$ 7,200

Tabla 7.5 bombas de flujo pequeño (Kenneth J. McNaughton, *Bombas selección, uso y mantenimiento, primera edición, Editorial McGraw-Hill, México, 1989*)

<i>BOMBAS⁹</i>	<i>COSTO INICIAL</i>	<i>EQUIVALENTE DE INVERSIÓN</i>	<i>COSTO TOTAL</i>
Centrífuga estándar (34 hp de diseño)	\$ 1,600	\$ 34,000	\$ 35,600
Rotatoria, engranes (4.5 hp de diseño)	\$ 1,600	\$ 4,500	\$ 6,100
Diferencia a favor de la bomba de engranes			\$ 29,500

Tabla 7.6 bombeo de líquidos de alta velocidad (Kenneth J. McNaughton, *Bombas selección, uso y mantenimiento, primera edición, Editorial McGraw-Hill, México, 1989*)

7.8.3. FLUJO NOMINAL CONTRA NORMAL EN VÁLVULAS Y TUBERÍAS

El flujo para el cual se especifica una bomba centrífuga es el normal calculado, más un margen de seguridad, éste ocasionará un desperdicio de corriente en dos formas si es más grande de lo necesario (Enginnering, 1990).

1. La selección se suele basar en una bomba que alcance casi su máxima eficiencia con el flujo nominal y si se le hace funcionar después al flujo normal no llegaría nunca a esa eficiencia.
2. El amplio margen de seguridad para el flujo da por resultado una carga calculada mucho más alta, porque la caída de presión en el sistema aumenta en forma exponencial cuando aumenta el flujo.

⁹ Todas las bombas manejan 50 gpm con una carga de 230 ft (100 psi) de líquidos viscosos de 500 cp.

7.8.4. COSTO DEL MOTOR ELECTRICO Y TAMAÑO

Para poder determinar el costo de la unidad motriz de una bomba se debe determinar el caballaje al freno requerido, se calcula de la siguiente forma:

$$P_B = \rho QH / \eta_P \text{ Sistemainternacional} \text{ -- Ec. 7.9}$$

P_B = potenciaalfreno(watts)

ρ = densidaddelíquido (kg/m^3)

Q = flujo(m^3/s)

H = cargaproducida (J/kg)

η_P = eficienciadelabomba(%)

La correlación de eficiencia de la bomba para el costeo de la bomba se calcula de la siguiente forma:

$$\eta_P = 0.885 + 0.00824(\ln Q) - 0.01199(\ln Q)^2 \text{ Sistemainternacional} \text{ -- Ec. 7.10}$$

$Q = m^3/s$

límiteinferior = $0.0012 m^3/s$

límitesuperior = $0.320 m^3/s$

SISTEMA INTERNACIONAL

Costo base para bomba de hierro fundido, de una etapa, 3,550 rpm, VSC.

$$C_B = \exp[7.2234 + 0.3451(\ln S) + 0.0519(\ln S)^2]$$

donde:

$$S = Q\sqrt{H}$$

$$Q = m^3/s$$

$$H = m^2/s^2$$

Factor de costo para el tipo de bomba:

$$F_T = \exp[b_1 + b_2(\ln S) + b_3(\ln S)^2]$$

TIPO	b_1	b_2	b_3
Una etapa, 1,750 rpm, VSC ¹⁰	0.3740	0.1851	0.0771
Una etapa, 3,550 rpm, HSC ¹¹	0.4612	-0.1872	-0.0253
Una etapa, 1,750 rpm, HSC	0.7147	-0.0510	0.0102
Dos etapas, 3,550 rpm, HSC	0.7445	-0.0167	0.1542
Etapas múltiples, 3,550 rpm, HSC	2.0798	-0.0946	0.0834

Tabla 7.7 Correlaciones del costo de las bombas centrífugas Kenneth J. McNaughton, Bombas selección, uso y mantenimiento, primera edición, Editorial McGraw-Hill, México, 1989)

MATERIAL	FACTOR DE COSTO F_M
Acero fundido	1.35
Accesorios de 304 o 316	1.15
Acero inoxidable, 304 o 316	2.00
Aleación de Gould no. 20 fundida	2.00
Níquel	3.50
Monel	3.30
ISO B	4.95
ISO C	4.60
Titanio	9.70
Hastelloy C	2.95
Hierro dúctil	1.15
Bronce	1.90

Tabla 7.8 Factores de costo de materiales de construcción Kenneth J. McNaughton, Bombas selección, uso y mantenimiento, primera edición, Editorial McGraw-Hill, México, 1989)

¹⁰ Carcasa partida verticalmente

¹¹ Carcasa partida horizontalmente

Es necesario el valor del caballaje al freno requerido a fin de determinar el tamaño nominal de la unidad motriz (motor eléctrico o turbina de vapor), además de la potencia consumida por la bomba.

El costo de los motores eléctricos se correlaciona con los tamaños nominales de los motores (1 hp = 745.7 watts), la correlación y los coeficientes se encuentran en la siguiente tabla; en la cual se muestra para tres tipos de motores: abierto a prueba de goteo, totalmente cerrado enfriado por ventilador y a prueba de explosión, para 3 velocidades: 3,600, 1,800 y 1,200 rpm. Para obtener una mejor correlación se dividió en 2 o 3 subintervalos con diferentes coeficientes para cada uno ((CEPAL), 2015).

Costo descontado de motor de 60 Hz con voltaje y aislamiento estándar.				
$C_M = \exp[a_1 + a_2(\ln P) + a_3(\ln P)^2]$				
$P = \text{tamaño nominal en caballos}$				
	COEFICIENTES			LÍMITES DE Hp
	No. 1	No. 2	No. 3	
<i>Abierto, a prueba de goteo 3,600 rpm</i>	4.8314	0.09666	0.10960	1 - 7.5
	4.1514	0.53470	0.05252	7.5 - 250
	4.2432	1.03251	-0.03595	250 - 700
<i>1,800 rpm</i>	4.7075	-0.01511	0.22888	1 - 7.5
	4.5212	0.47242	0.04820	7.5 - 250
	7.4044	-0.06464	0.05448	250 - 600
<i>1,200 rpm</i>	4.9298	0.30118	0.12630	1 - 7.5
	5.0999	0.35861	0.06052	7.5 - 250
	4.6163	0.88531	-0.02188	250 - 500
<i>Totalmente encerrado, enfriado por ventilador 3,600 rpm</i>	5.1058	0.03316	0.15374	1 - 7.5
	3.8544	0.83311	0.02399	7.5 - 250
	5.3182	1.08470	-0.05695	250 - 400
<i>1,800 rpm</i>	4.9687	-0.00930	0.22616	7.5 - 250
	4.5347	0.57065	0.04609	
<i>1,200 rpm</i>	5.1532	0.28931	0.14357	1 - 7.5
	5.3858	0.31004	0.07406	7.5 - 350
	5.3934	-0.00333	0.15475	1 - 7.5

<i>A prueba de explosión 3,600 rpm</i>	4.4442	0.60820	0.05202	7.5 - 200
<i>1,800 rpm</i>	5.2851	0.00048	0.19949	1 - 7.5
	4.8178	0.51086	0.05293	7.5 - 250
<i>1,200 rpm</i>	5.4166	0.31216	0.10573	1 - 7.5
	5.5655	0.31284	0.07212	7.5 - 200

Tabla 7.9 Correlación para el costo de los motores eléctricos Kenneth J. McNaughton, Bombas selección, uso y mantenimiento, primera edición, Editorial McGraw-Hill, México, 1989)

Ya que el tamaño de los motores eléctricos es discreto, el caballaje que se debe usar debe ser el disponible que es igual o mayor que el caballaje al freno requerido.

7.8.5. EL CONSUMO DE POTENCIA

El consumo de potencia (P_C) es igual a:

$$P_C = P_B / \eta_M \quad - - Ec. 7.11$$

$P_B = potencia\ al\ freno$

$\eta_M = eficiencia\ del\ motor$

A su vez la eficiencia del motor es función del caballaje al freno:

$$\eta_M = 0.80 + 0.0319(\ln P_B) - 0.0182(\ln P_B)^2 \quad - - Ec. 7.1$$

P_B en hp tiene un límite inferior de 1 hp y límites superiores 500 hp

Esta correlación fue obtenida por una adaptación a la curva de Peters y Timmerhaus para la eficiencia de motores eléctricos trifásicos.

	FLUJO, <i>m³/s</i>		CARGA, <i>J/kg</i>		HP DEL MOTOR. LIMITE SUPERIOR
	<i>LIMITE INFERIOR</i>	<i>LIMITE SUPERIOR</i>	<i>LIMITE INFERIOR</i>	<i>LIMITE SUPERIOR</i>	
Una etapa, 3,550 rpm, VSC	0.00315	0.568	150	1,200	75
Una etapa, 1,750 rpm, VSC	0.00315	0.2208	150	600	200
Una etapa, 3,550 rpm, HSC	0.00631	0.0946	300	1,350	150
Una etapa, 1,750 rpm, HSC	0.01577	0.3155	150	1,500	250
Dos etapas, 3,550 rpm, HSC	0.00315	0.0694	900	3,300	250
Etapas múltiples, 3,550 rpm, HSC	0.00631	0.0946	2,000	9,600	1,450

Tabla 7.10 Límites de flujo, carga y potencia para bombas centrífugas Kenneth J. McNaughton, Bombas selección, uso y mantenimiento, primera edición, Editorial McGraw-Hill, México, 1989)

Los factores que se deben incluir en una evaluación comparativa de los aspectos económicos de los sistemas con válvulas de control convencionales y de unidades motrices de velocidad variable son los siguientes:

1. Magnitud de la reducción de capacidad, es decir el alcance del ciclo de trabajo comparado con el gasto de diseño.
2. Duración de la reducción.
3. Costo comparativo del equipo.
4. Costo de la energía eléctrica.
5. Características individuales del sistema de flujo.

RESULTADOS

- La concientización sobre el uso eficiente de la energía eléctrica y la aplicación de medidas para la eficiencia energética, son esenciales para lograr la optimización de los recursos energéticos, debido a que el costo de la energía constituye uno de los factores de mayor peso dentro de los costos totales de operación en los procesos productivos. Una forma de mejorar la eficiencia se encuentra ligada con el hecho de utilizar el condensado caliente (90°C) en vez de agua blanda que se encuentra a 10 °C para alimentar la caldera, será necesario un menor consumo de combustible para transformarlo en vapor.
- En toda actividad productiva es necesario realizar un trabajo, la energía tiene esta capacidad de producir ese trabajo, por consiguiente, la disposición de las fuentes de energía es una necesidad prioritaria para una sociedad funcional.
- Si la bomba que se tiene es de una capacidad más grandes porque anteriormente la capacidad de la planta era mayor a la que ahora se tiene es necesario sustituirla por unas más pequeñas las cuales puedan estar en serie si es necesaria más fuerza o en paralelo si es necesario mayor flujo, ya que con más bombas de menor capacidad cuando la capacidad de la planta aumente no se queden cortas al proporcionar el trabajo y al contrario si la capacidad de la planta disminuye. Es recomendable en los sistemas de bombeo realizar un cambio de motor o bomba por una que sea más eficiente y apta para el trabajo a desempeñar si la que se encuentra trabajando lo hace con una eficiencia

menor a la que se desea, tal vez una de menor tamaño que cumpla con las mismas condiciones de trabajo.

- En nuestro país las centrales de generación termoeléctrica, suelen tener eficiencias en promedio del 34%, por lo que en este primer paso de transformación de la energía potencial de los combustibles a energía eléctrica, se presentan pérdidas del 66%.

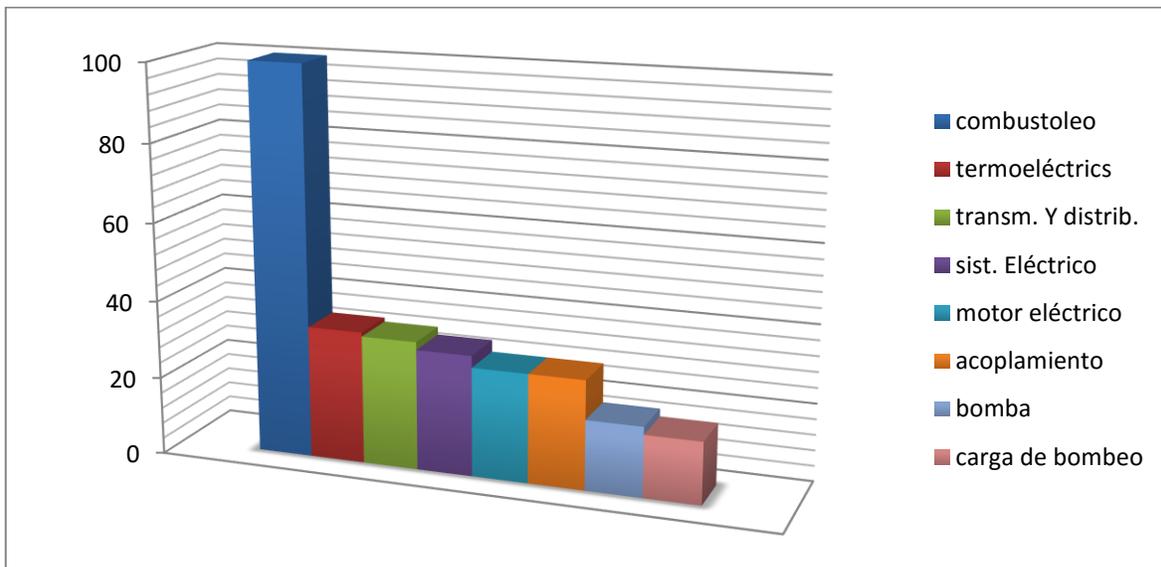


Fig. 8.1 Análisis para el ahorro de energía (www.conuee.gob.mx)

- Si se usan dos bombas en paralelo para entregar el caudal requerido, y si el sistema en donde se trabaja tiene grandes variaciones en el flujo, se pueden lograr ahorros importantes en la potencia si se mejoran los métodos de operación. La cantidad de energía desperdiciada al tener trabajando dos bombas con media carga cuando con una sola bastaría puede ser de mucha importancia. Para poder simplificar el análisis se puede dejar la bomba trabaja con plena carga y con válvulas de estrangulación totalmente abierta, y que funcionan a una velocidad constante, entonces para poder satisfacer las condiciones se utilizarían

dos bombas de media capacidad cada una en su punto de 100% de capacidad y que cada una consume el 100% de su caballaje nominal⁷.

- Es importante resaltar que una baja eficiencia en la operación de la caldera resultará en un mayor consumo de combustibles, en los casos de estudio el combustible principal es el gas natural y el combustóleo, la diferencia entre estos apartes de sus propiedades físicas-químicas y precio es en el porcentaje de emisiones contaminantes que producen, siendo el combustóleo hasta un 50% más, productor de emisiones de CO₂.

CONCLUSIONES

- Una mejora comienza con una decisión acerca de lo que hay que implementar. En este caso, una auditoría sobre el uso de la energía es primordial. Para contar el estado energético actual del sistema de bombeo y posteriormente identificar las oportunidades más sustantivas de producción en su uso, Las primeras acciones a identificar serán medidas operativas y mantenimiento para establecer un punto de referencia de nuestro sistema de bombeo. La implementación de dispositivos que reducen el consumo, la reparación de las fugas, etc. Suelen ser medidas a corto plazo y de bajo costo que resultan rápidamente rentables.
- Los controladores de frecuencia variable en motores de bombas centrífugas, brinda un importante ahorro en el consumo de energía eléctrica, debido a que hace trabajar a la bomba en su punto óptimo de operación. Lo que se pretende es lograr la intersección de la curva característica de la bomba y la curva característica del sistema en el punto donde no se gaste exceso de presión o exceso de flujo. El análisis busca determinar con exactitud los ahorros para justificar la instalación de un controlador de frecuencia variable.
- En algunos de los casos para el buen funcionamiento y aumentar la eficiencia del proceso es recomendable el cambio de algunos equipos del sistema debido a que algunos de ellos sus vidas útiles han caducado por con ende su comportamiento no es el mismo al que anteriormente tenían, algunos otros debido al cambio de los tiempos la cantidad de suministros no es el mismo y quedan sobrantes esto hace que la cantidad de insumos sea mayor al

requerido pues muchos de los equipos son esclavos de otros equipos y lo que hacen es pedir más de lo que necesitan.

- La eficiencia energética en los sistemas de bombeo en una planta generadora de energía resulta fundamental la aplicación de un conjunto de técnicas para determinar cómo se administra la energía en esos sistemas, así como también para comprobar la eficiencia en cada uno de sus componentes. Estas medidas consisten en el análisis crítico de todos los componentes en una instalación consumidora de energía.
- Uno de los objetivos es la identificación de medidas técnicas y administrativas rentables para el ahorro de energía en las instalaciones, para ejecutar las medidas, se sugiere seguir una secuencia ordenada que lleve a mejores resultados. Dicha secuencia requiere realizar trabajos de campo y oficina.
- las inspecciones son una de las medidas más eficaces que se puede tener como medidas técnicas para el ahorro y la eficiencia de un sistema de bombeo, las instalaciones de las bombas se deben inspeccionar todos los días, el operador debe reportar inmediatamente cualquier irregularidad que observe o escuche en la operación de la bomba.
- en una inspección semestral se deben revisar la prensaestopas del estopero para ver que se tenga un movimiento libre, en cada una de estas inspecciones se deberán limpiar y aceitar los pernos y tuercas, se debe revisar el alineamiento de la bomba y del impulsor y si es necesario corregirse, los cojinetes lubricados con aceite se deberán vaciarse, escurrirse y rellenarse con aceite limpio y nuevo.
- Después de una inspección diaria y semestral, se debe realizar c una inspección anual cuidadosamente a los sistemas de bombeo, se deben

desmontar los cojinetes, estos se deben limpiar y examinar para verificar si tienen o no defectos, las cajas de los cojinetes se deben limpiar cuidadosamente, también se deben inspeccionar los baleros antifricción para verificar si se encuentran rayados o se encuentran desgastados después de haber sido limpiados. Los cojinetes se deben cubrir con una capa de aceite para evitar que les entre mugre o humedad, Las mitades del acoplamiento se deberán desconectar y verificar el alineamiento, en las bombas horizontales con cojinetes tipo babbit, se deberá verificar el movimiento vertical en ambos extremos con la empaquetadura fuera y con el acoplamiento desconectado, así mismo en una inspección anual se debe verificar todas las tuberías que van de las bombas centrifugas hacia los demás equipos.

- Para tener un buen control de las inspecciones que se realizan a los sistemas de bombeo, se debe llevar una bitácora de operación y mantenimiento en la cual se colocara diariamente todas las acciones, horario, funcionamiento del mismo, y por consiguiente al tener una bitácora diaria del sistema de bombeo se podrá saber con más detalle cual es la falla que pueda tener el sistema de bombeo.

BIBLIOGRAFIA

- (CEPAL), N. U. (2015). *Informe Nacional de Monitoreo de la Eficiencia Energetica*. Nicaragua: CEPAL.
- A., R. L. (2009). *Hacia la Eficiencia Energetica*. Argentina: Fodeco.
- Carter, I. J. (1966). *Bombas Centrifugas (Selección, operación y Mantenimiento)*. México, D.F.: Continental.
- CFE. (15 de abril de 2015). *comisión federal de electricidad*. Recuperado el 15 de abril de 2015, de <http://www.cfe.gob.mx>
- CNA, C. N. (2010). *Manual de Agua Potable, Alcantarillado y Saneamiento*. México: Secretaría de Medio Ambiente y Recursos Naturales.
- CONUUE. (25 de junio de 2015). *Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía*. Recuperado el 25 de junio de 2015, de Comisión Nacional para el Uso Eficiente de la Energía: <http://gob.mx/conuee>
- Enginnering, K. J. (1990). *Bombas (Selección, Uso y Mantenimiento)*. Estado de México: Mcgraw-hill.
- Friedrich, G. J. (2014). *Centrifugal Pumps*. Berlin: Springer.
- Gaffert, G. A. (1981). *Centrales de vapor*. Barcelona: España.
- Gil, G. G. (2008). *Energías del siglo XXI*. Madrid España: Mundi-Prensa-Madrid.
- Giuseppe, B. (1906). *Las Turbinas Hidráulicas y las bombas centrífugas*. Madrid: Bailly-Bailliere e hijos.
- R., B. H. (2010). *Pump User's Handbook, Life Extension*. Boca Raton, F.L., U.S.A.: CRC Press the Fairmont Press Inc.
- Ross, M. (2004). *Practical Pumping Handbook*. U.S.A.: Elsevier Science & Technology Books.
- Tanya Moreno Corona, e. a. (2010). *Eficiencia Energetica*. México: Limusa.
- Yunus A. Cengel, M. A. (2015). *Thermodynamics: An Engineering Approach*. Mexico: McGraw-Hill.
- Zubicaray, I. M. (1975). *Bombas (tería, diseño y aplicaciones)*. México, D.F.: Limusa.