REPÚBLICA DE CUBA

MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR

UNIVERSIDAD DE CIENFUEGOS

"CARLOS RAFAEL RODRÍGUEZ"

FACULTAD DE INGENIERÍA

Trabajo de diploma

TÍTULO

IMPACTO DE LAS MODIFICACIONES EN LAS BOMBAS DE AGUA ALIMENTAR EN EL INSUMO DE ENERGÍA DE LA CENTRAL TERMOELÉCTRICA "CARLOS MANUEL DE CÉSPEDES"

AUTOR: Rafael Sosa Beltrán

TUTORES: Dr.C. José P. Monteagudo Yanes

Ms.C. Reinier Jiménez Borges

Indocti discant, et ament meminisse periti.

Dedicatoria

A mi mamá, cuyo sacrificio, dedicación y amor me convirtieron en el hombre que soy. Gracias Mamá Te Quiero.

A mi hermano y mi papá, por ser la motivación para superarme cada día.

Agradecimientos

A mi tutor Dr.C. José P. Monteagudo Yanes por su guía durante todo este largo proceso, muchas gracias por tus pertinentes consejos.

A mi familia por todo su apoyo durante mis estudios.

A mi novia Azalea por su apoyo incondicional, amor y paciencia.

A mi hermana e Iván por estar siempre junto a mí.

A mi co-tutor Ms.C. Reinier Jiménez Borges por su ayuda y dedicación.

A mis amigos de toda la vida Julio y Jasiel por estar a mi lado sin importar las circunstancias.

A los consultantes de la planta quienes nunca dudaron en prestarme su ayuda.

A todos los profesores de la carrera quienes me guiaron hasta este día.

En general a todas esas personas que hicieron posible este resultado.

Resumen

En la presente investigación se analiza el impacto de las modificaciones en las bombas de agua de alimentar calderas en el insumo de energía eléctrica de la central termoeléctrica ¨Carlos Manuel de Céspedes¨, lo que en términos prácticos permite determinar sus causas y reducir el gasto de energía eléctrica de planta, incrementar la eficiencia de explotación de las máquinas y propiciar una mayor entrega de energía al Sistema Eléctrico Nacional (SEN). La correlación entre las averías de las bombas y el consumo de la planta se ha puesto a prueba mediante el cálculo de las condiciones hidráulicas de operación donde se determinaron las curvas del sistema de tuberías y el punto de operación de la bomba. Se trabaja con mediciones tomadas en tiempo real por instrumentos de la unidad de generación lo que permite una mayor confiabilidad de los datos. También se realizan mediciones físicas en los impelentes, lo que ayuda a demostrar que estas dimensiones influyen en el consumo de energía eléctrica de la máquina. Además, mediante los cálculos realizados se obtiene un sobreconsumo eléctrico de la bomba de 83,06 kWh con respecto a la configuración original Hitachi. Los resultados de este estudio ofrecen alternativas viables para la reducción del consumo de esta energía con vistas al beneficio económico nacional.

Palabras claves:

Bombas de agua de alimentar calderas, central termoeléctrica, consumo energético, impelentes.

Abstrac:

In this investigation is analyzed the impact of the modifications in the boiler feed pumps in the input of electrical energy of the thermoelectric station ¨Carlos Manuel of Cespedes¨, that in practical terms, allows to determine its causes and to reduce the plant electrical energy expense, to increase the efficiency of exploitation of the machines and to propitiate a bigger electrical energy delivery to the National Electric System (NES). The correlation between the mishaps of the bombs and the consumption of the plant has put on approval by means of the calculation of the hydraulic conditions of operation where the curves of the system of pipes and the point of operation of the bomb were determined. One works with mensuration's taken in real time by instruments of the generation unit what allows a bigger dependability of the data. Also, by means of the carried out calculations an electric overconsumption of the bomb of 83,06 kWh is obtained with regard to the original configuration Hitachi. The results of this study offer a viable alternative for the reduction of the consumption of this energy with a view to the national economic benefit.

Key words:

Boiler feed pumps, energy consumption, thermoelectric station, impeller.

Índice

Introducción.....1

Capítulo I 4

capítulo 1-Estado actual y tendencias en el diseño, explotación y mantenimiento de las bombas de agua de alimentar calderas (BAA) de las centrales termoeléctricas y de empresas de avanzada a nivel mundial. 4

1.1-Clasificaciones de las bombas. 4

1.1.2-Bombas de caudal variable. 5

1.2-Bombas centrífugas. 6

1.2.1 -Partes y componentes básicos de una bomba centrífuga. 7

1.3-Generalidades sobre la eficiencia en los sistemas de bombeo de agua. 8

1.4- Fallas fundamentales que afectan a las bombas de agua alimentar. 10

1.5- tendencias para la reducción del consumo de energía en los equipos de bombeo de alta capacidad, carga y potencia. Efecto de la regulación en el consumo de estos equipos. 12

1.6- Métodos y Efectos de la regulación en el consumo de estos equipos. 14

1.7- Conclusiones parciales. 16

Capítulo II 17

Capítulo 2-Características hidráulicas del sistema de bombeo de agua de alimentar. 17

2.1 Generador de vapor en la CTE. 17

3.2-Bomba multietápica. 19

2.2 -Características de operación de las bombas. 20

2.2.1-Descripción de los parámetros generales en las curvas de explotación de las bombas centrifugas. 20

2.2.2- Curva de pérdidas de carga del sistema. 22

2.2.3 -Bombas en paralelo. 22

2.2.4 -Punto de operación. 24

2.2.5- Estación de bombas de agua alimentar. 24

2.3-Elaboración de diagramas de bloque para el desarrollo de hojas de cálculos en excel para determinar las caídas de presiones en función del caudal. 26

2.4 - Metodología para el cálculo de las curvas características del sistema de bombeo. 27

2.5-Datos del sistema de agua de alimentar calderas. 29

2.6- Curvas obtenidas mediante los cálculos en EXCEL. 31

2.7 Conclusiones parciales. 34

Capítulo III 17

Capítulo 3-Análisis de las dimensiones y parámetros de trabajo de los impelentes españoles y japoneses y su efecto en el consumo de las BAA. 35

3.1-Estado original y estado actual luego de ser modificadas las BAA. 35

3.2-Metodología para el cálculo de parámetros operacionales en impelentes de bombas multietápicas. Efecto del cambio de los impelentes en el consumo de energía eléctrica de la bomba. 36

3.3- Mediciones realizadas en los impelentes. 50

3.4-Resultados de los cálculos propuestos por la metodología. 53

3.5-Conclusiones parciales 54

Capítulo IV 36

4-Efecto económico y medio ambiental de las modificaciones en las BAA. 55

4.1-Costos por mantenimientos de los equipos de bombeo. 55

4.2-Costos por sobre consumo de las bombas. 56

4.3-Efecto medio ambiental y su influencia económica. 58

4.4-Conclusiones parciales. 58

Conclusiones 36

Conclusiones 59

Recomendaciones 36

Recomendaciones 60

Bibliografía 26

Referencias Bibliográficas 61

ANEXOS 26

ANEXO I 65

ANEXO II 66

Anexo III 67

Anexo IV 68

Anexo V 71

Anexo VI 71

Anexo VII 72

Anexo VIII 73

Anexo IX 73

Anexo X 74

Anexo XI 75

Anexo XII 76

INTRODUCCIÓN

La optimización del consumo de energía eléctrica en Cuba ha sido una de las tareas fundamentales de la Revolución ya que no solo garantiza el incremento de la economía nacional, sino que propicia una mayor calidad de vida para nuestro pueblo. En los últimos años, ha surgido un creciente interés por aumentar la eficiencia en los procesos de generación, distribución y uso de la energía eléctrica, sobre todo si se tiene en cuenta que con el desarrollo de las nuevas tecnologías, el aumento del precio de los barriles de petróleo y el recrudecimiento de las medidas impuestas por el bloqueo económico, en un futuro cercano se incrementará el costo de este valioso recurso. En este sentido, con la Revolución Energética del 17 de enero del 2006, se impulsó un proceso que a posteriori permitiría mejorar el bienestar de la sociedad, el empleo racional y razonable de la energía, el desarrollo económico y la conservación y cuidado de medioambiente.

En nuestro país uno de los principales consumidores de petróleo crudo son las entidades suministradoras de electricidad las cuales se encargan de la generación, trasmisión y distribución de la energía eléctrica a través de complejos procesos que requieren un elevado gasto de insumos. Al respecto, Alfredo López, Ministro de Energía y Minas expresó “nuestras centrales termoeléctricas no son muy eficientes y las pérdidas en las redes de distribución están en un 14 por ciento, por lo que el objetivo es llevarlo a un 10 por ciento” (López, 2014). Si se tiene en consideración que en la Isla existe un total de 10 Centrales Termoeléctricas (CTE.) enlazadas al Sistema Eléctrico Nacional (SEN), la mayoría con más de 25 años de explotación y una disponibilidad aproximada del 60% podría concluirse que las cantidades de combustible por kWh generado son elevadas.

La CTE. “Carlos Manuel de Céspedes” se localiza al oeste de Cienfuegos en la ensenada del inglés y su primera unidad fue inaugurada el 8 de agosto de 1949. Actualmente es una de las centrales de mayor capacidad de generación con dos unidades generadoras con cabida para 158 MW. Su ubicación es esencial para proveer de energía eléctrica a la región Occidental y

Oriental. En el año 2012 produjo el 11% de la electricidad del país ahorrando más de 6 000 toneladas de combustible y un aproximado de 4 millones 400 mil dólares (González, 2013). Sin embargo, cuenta con aproximadamente 36 años de explotación continua por lo que en ella se producen fallos que influyen en la eficiencia de la misma, lo que se traduce en pérdidas económicas. Resulta evidente la necesidad de detectar estos problemas para diagnosticarlos y de esta manera disminuir los efectos negativos que estos generen. Se ha escogido esta CTE. para su análisis debido a su posición geográfica, la buena calidad de sus instrumentos de medición, su tecnología de avanzada y la confiabilidad de los servicios. Además es una de las plantas reguladoras de frecuencia del SEN.

Teniendo en cuenta lo planteado anteriormente se establece como problema científico de esta investigación el siguiente:

Problema científico: Las bombas de agua de alimentar de la Central Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes” mantiene un crecimiento en el consumo de energía eléctrica operando en la capacidad nominal de operación siendo desconocida la causa que lo origina.

A partir de la situación planteada surge la siguiente hipótesis:

Hipótesis: Determinar las causas del incremento del insumo de energía eléctrica en los equipos de bombeo debe reducir el insumo de planta, incrementar la eficiencia de explotación de las máquinas y propiciar una mayor entrega de energía al SEN.

Atendiendo a estos elementos se proponen los siguientes objetivos:

Objetivo general: Determinar las causas del sobreconsumo de energía para la capacidad nominal de explotación del equipo de bombeo y ofrecer alternativas de reducción.

Objetivos específicos:

1. Recopilar y fijar las tendencias en Cuba y el mundo en el diseño, explotación y mantenimiento de las bombas de agua alimentar de las centrales termoeléctricas.
2. Establecer la existencia o no de cambios en el sistema de bombeo de agua de alimentar y obtener las características hidráulicas del sistema de tuberías y posibles cambios respecto al diseño original.

3. Definir las anomalías reales o potenciales que pueden originar el sobreconsumo de energía de los equipos de bombeo. Desarrollar la fundamentación teórica del diagnóstico y corrección de las anomalías, evaluando el impacto en el consumo de energía.
4. Cuantificar la influencia económica resultante de estas anomalías.

Para dar cumplimiento a los objetivos propuestos el informe final queda estructurado de la siguiente manera: introducción, cuatro capítulos, conclusiones, recomendaciones, bibliografía y anexos. En el capítulo 1 se aborda el estado actual y las tendencias en el diseño, explotación y mantenimiento de las bombas de agua alimentar de las centrales termoeléctricas de empresas de avanzada a nivel mundial, en el capítulo 2 se tiene en cuenta las características hidráulicas del sistema de bombeo de agua de alimentar, en el capítulo 3 se analizan las dimensiones y parámetros de trabajo de los impelentes tanto españoles como japoneses así como su efecto en el consumo de energía de los motores de las bombas y en el capítulo 4 se presenta un breve estudio del efecto económico que causan las modificaciones realizadas en las bombas.

CAPÍTULO I

CAPÍTULO 1-ESTADO ACTUAL Y TENDENCIAS EN EL DISEÑO, EXPLOTACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LAS BOMBAS DE AGUA DE ALIMENTAR CALDERAS (BAA) DE LAS CENTRALES TERMOELÉCTRICAS Y DE EMPRESAS DE AVANZADA A NIVEL MUNDIAL.

En este capítulo se analizaran las principales características técnicas de los equipos de bombeo utilizados en el servicio de agua de alimentar calderas.

- Generalidades sobre la eficiencia en sistemas de bombeo de agua.
- Resumir las averías y las formas de diagnósticos más frecuentes en la explotación de las bombas de agua de alimentar.
- Resumir las tendencias para la reducción del consumo de energía en los equipos de bombeo de alta capacidad, carga y potencia. Efecto de la regulación

1.1-CLASIFICACIONES DE LAS BOMBAS.

Las bombas se clasifican en dos grandes clases: Bombas de Desplazamiento Positivo y Bombas Cinéticas. (Nelik, 1999), (Petchers, 2003), (Volk, 2005).

Las ***bombas de desplazamiento positivo*** "suministran energía a un volumen determinado por cada ciclo de operación" (Girdhar, 2005). Pueden subdividirse en otras clasificaciones como las que se adjuntan en la Tabla 1.

Las razones para utilizar una bomba de desplazamiento positivo son, entre otras: "bombear líquidos viscosos, bombear líquidos dosificados (por ejemplo en industrias químicas o farmacéuticas) y/o bombear fluidos de alta presión y baja carga" (Bachus y Custodio, 2003).

Las ***bombas cinéticas*** se caracterizan por generar un aumento de la presión del fluido a bombear gracias a su componente dinámico principal (el impelente) y su componente estático principal (la voluta) "convirtiendo la energía cinética en energía de fluido" (Girdhar, 2005). También conocidas con el nombre de roto-dinámicas se dividen en: bombas centrífugas, bombas regenerativas y bombas de efectos especiales. Estas a su vez se subdividen en otras categorías las cuales se pueden observar en la Tabla 1.

Por otra parte, “a pesar que la bomba centrífuga no es el único tipo de bomba que es posible encontrar, se estima que el 90% de las bombas instaladas en una industria son bombas centrífugas”. (Bachus y Custodio, 2003).

Tabla 1. Divisiones y subdivisiones de las bombas según (Volk, 2005), (Pretchers,2003), (Karassik, 2008) y (Nelik, 1999).

PRIMER NIVEL	SEGUNDO NIVEL	TERCER NIVEL	CUARTO NIVEL
Bombas de Desplazamiento Positivo	Reciprocantes	Operado por Aire	Diafragma/pistón
		Vapor	Horizontal/vertical
		Potencia	Horizontal/vertical
		Volumen Controlado	Horizontal/vertical
	Rotatorias	Tipo Engranaje	Interno/externo
		Tipo Lóbulos	Sencillo/múltiple
		Tipo de Paleta	Álabes/rodillos
		Tipo Tornillo	Sencillo/múltiple
		Tipo Pistón	Axial/radial
		Miembro flexible	Tubo flexible/paleta flexible
		Pistón Circunferencial	Sencillo/múltiple
Bombas Cinéticas	Centrífuga	Impelente colgante	Acoples cerrados/separados
		Impelente entre cojinetes	Sencillo/múltiple
		Tipo turbina	Vertical/Axial o Mixto
	Turbina regenerativa	Impelente colgante	Sencillo/dos etapas
		Impelente entre cojinetes	Sencillo/dos etapas
	Efecto especial		Centrífuga reversible
			Carcasa rotatoria

1.1.2-BOMBAS DE CAUDAL VARIABLE.

Las bombas de desplazamiento variable se usan para grandes volúmenes donde se requiere una tasa de caudal constante (para transportar agua a través de los sistemas de tratamiento y distribución). La tasa de descarga de esas bombas varía de acuerdo con la carga (a medida que aumenta la elevación o carga, disminuye el caudal de la bomba). Estas bombas no son autocebantes; por ello, dependen de la carga de succión positiva o de un sello hermético en la entrada de la bomba si el nivel del agua que se va a bombear está por debajo del impulsor de la bomba. El tipo de bomba de desplazamiento variable más común es la centrífuga.

1.2-BOMBAS CENTRÍFUGAS.

Una bomba centrífuga es uno de los de equipos más comunes en cualquier planta, fábrica o industria en general. Su propósito es convertir energía de un primer elemento (un motor eléctrico o turbina) en velocidad o energía cinética y luego en energía de presión de un fluido. Los cambios de energía ocurren en dos partes principales de la bomba, el impulsor o impelente y en el espiral o difusor. El impulsor es la parte que está girando y convierte la energía de la máquina en energía cinética. El espiral o difusor es la parte estacionaria que convierte energía cinética en energía de presión.

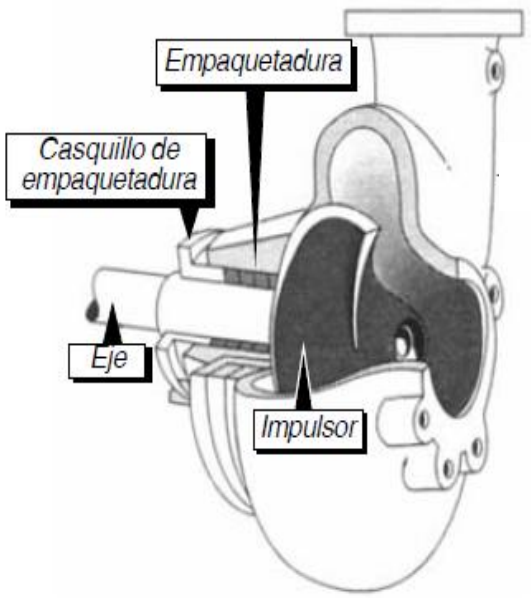


Figura 1. Voluta e impelente de una bomba centrífuga.

El tipo más simple de bomba centrífuga es la máquina de simple etapa, la cual consiste fundamentalmente en un elemento rotatorio, denominado impulsor y un voluta. El líquido es llevado al centro del impulsor y puesto en rotación por las aspas del impulsor. Debido a la fuerza centrífuga el líquido es lanzado del borde o periferia del impulsor con una considerable velocidad y presión. El casco, el cual encierra al impulsor, tiene una voluta formando un pasaje cuya área de sección transversal va aumentando y la cual recoge al líquido que sale del impulsor y convierte una porción de su energía cinética en energía de presión. Este pasaje del casco conduce a la conección de descarga de la bomba al sistema de tuberías.

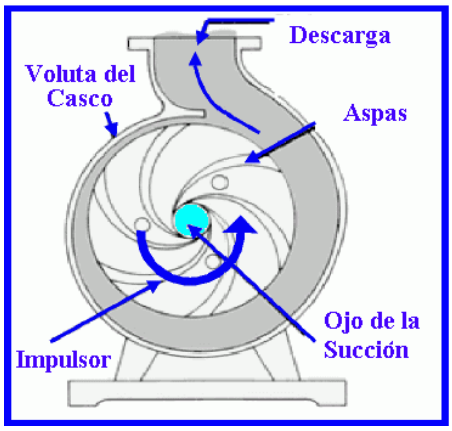


Figura 2. Voluta e impelente de una bomba centrífuga. Corte transversal.

1.2.1 -PARTES Y COMPONENTES BÁSICOS DE UNA BOMBA CENTRÍFUGA.

- **Casco:** Guía el líquido hacia el impulsor o impelente, recoge al líquido del impulsor y reduce su velocidad transformando parte de ella en presión. Los cascos pueden ser clasificados en dos tipos, de voluta y circular.

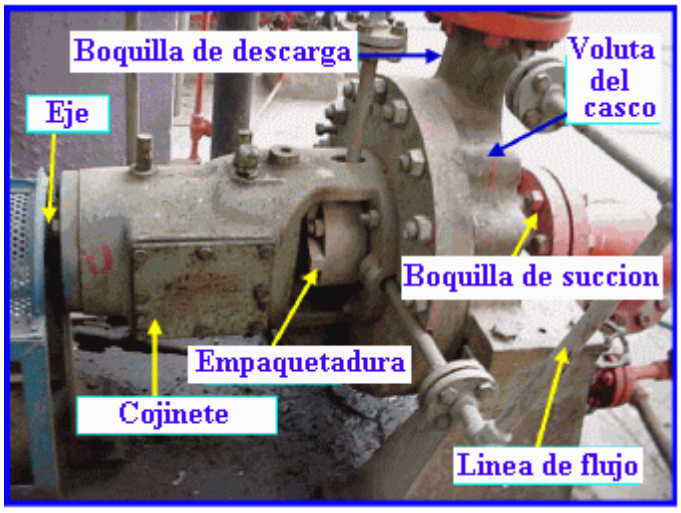


Figura 3. Partes de una bomba centrífuga de simple etapa.

- **Voluta:** Los cascos de voluta proporcionan una mayor presión en la bomba. La voluta es un túnel circular que aumenta su área hacia la zona de descarga. Como el área de la sección transversal aumenta, la voluta disminuye la velocidad del líquido y aumenta su presión.

- **Casco circular:** Se usan para bajas presiones y altas capacidades. Los cascos de esta clase tienen paletas estacionarias alrededor de la periferia del impulsor denominadas difusores que convierten la energía cinética a energía de presión. Convencionalmente los difusores son aplicados a bombas de múltiples etapas. En muchos casos se acondiciona un difusor a la salida de la bomba para ayudar a aumentar la presión.

- **Difusor:** Porción de tubería que recoge al líquido que sale del impulsor, que conserva alta velocidad y puede resultar en alta fricción, pero debido al aumento de diámetro de esta porción de tubería (difusor) se reduce la velocidad del líquido.

- **Empaquetaduras:** Evitan las fugas del líquido.

- **Cubierta:** Cubre al casco y sostiene a los cojinetes.

- **Árbol de transmisión:** Mueve y sostiene al impulsor.

- **Cojinetes:** Soportan al rotor, impulsor y árbol de transmisión.

- **Impulsor o Impelente:** Imparte la energía al líquido por la acción de sus aspas; es el único componente de la bomba que suministra energía al líquido. Los impulsores son clasificados de diferentes maneras:

1. Basándose en la principal dirección del flujo con referencia al eje de rotación:
   - Flujo Radial
   - Flujo Axial
   - Flujo Mixto
2. Basado en el tipo de succión:
   - Simple succión: El líquido entra por un solo lado.
   - Doble succión: El líquido entra al impulsor simétricamente por los dos lados (lateral izquierdo y lateral derecho).
3. Basado en la construcción mecánica.
   - Cerrado: Placas que encierran las paletas.
   - Abierto
   - Semiabierto (tipo *vortex*)

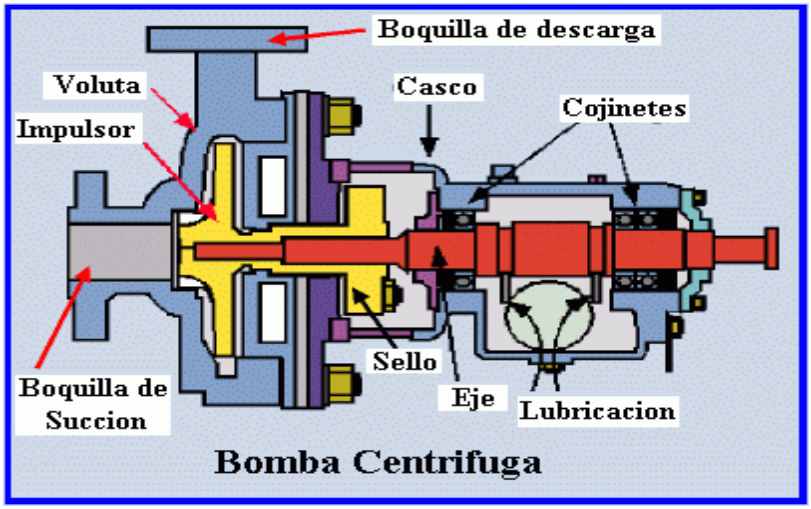


Figura 4. Partes de una bomba centrífuga de simple etapa. Corte transversal.

1.3-GENERALIDADES SOBRE LA EFICIENCIA EN LOS SISTEMAS DE BOMBEO DE AGUA.

El diseño de un sistema de bombeo eficiente "depende de la relación entre el caudal del fluido, el trazado de la tubería, la metodología de control y la selección de la bomba. El desempeño del conjunto Sistema – Bomba se obtiene superponiendo la curva de operación del sistema sobre la curva de desempeño de la bomba" (Bachus y Custodio, 2003).

El rendimiento total de una bomba centrífuga es definido por el caudal (Q), la carga (H) y la eficiencia (η). “La curva característica de la bomba, identifica el comportamiento de la bomba en función del caudal, es recomendable el uso de la misma para identificar el punto donde la carga, el caudal entregado y la potencia consumida genera la mayor eficiencia que la bomba pueda entregar” (Gülich, 2008).

El punto de mayor desempeño (BEP) es el indicador principal del uso eficiente de la bomba; “el BEP es la condición donde el fluido puede transitar por la bomba sin ningún problema de perturbación, generando así que la bomba tenga mínimas pérdidas del fluido y de desgaste mecánico de sus partes” (Tuzson, 2000).

Uno de los inconvenientes ocurridos en la industria es que las bombas trabajan por fuera de la zona BEP ocasionando muchas complicaciones tales como:

- Separación del flujo en los álabes, el difusor y la voluta lo cual causa recirculación.
- Deterioro de la eficiencia debido al desgaste de las piezas mecánicas, fuga de líquido y alto consumo eléctrico.
- Cavitación.
- Vibración excesiva.
- Oscilación resonante crecientes (en algunas ocasiones).
- Reducción de la vida de la bomba.

Esto ocurre a partir del cálculo de la velocidad específica; “los valores numéricos de la velocidad específica son muy razonables y pueden ser necesarios para el diseño de parámetros para todos los tipos de bombas” (Lobanoff, 1992).

Las relaciones de los parámetros de trabajo de la bomba y la velocidad son:

“El caudal Q incrementa proporcionalmente a la velocidad del eje n” (Tuzson, 2000).

$$Q \propto n$$

“La carga H incrementa al cuadrado de la velocidad del eje n” (Tuzson, 2000)

$$H \propto n2$$

En otras palabras, si aumentamos la velocidad del eje de una bomba ($2n$), esta entregaría el doble del flujo ($2Q$) y cuatro veces su carga ($4H$).

1.4- FALLAS FUNDAMENTALES QUE AFECTAN A LAS BOMBAS DE AGUA ALIMENTAR.

La operación de una bomba centrífuga puede afectarse por dificultades hidráulicas o mecánicas. Las dificultades hidráulicas pueden hacer que una bomba falle hasta no descargar nada de agua o una cantidad insuficiente, desarrollar poca presión, perder su cebado luego de arrancar o consumir una cantidad de energía excesiva. Las dificultades mecánicas pueden aparecer en los cojinetes, producir vibración, ruido o sobrecalentamiento. Para determinar la raíz de los síntomas que provocan las fallas se hace un seguimiento detallado del problema a través de las siguientes interrogantes:

- ¿Cómo estuvo incurriendo el daño?
- ¿Qué consecuencias resultaron?

A continuación se presentan los síntomas fundamentales que padecen las bombas de agua de alimentación junto con la descripción de las causas que los provocan y los parámetros que intervienen para su identificación:

1. La bomba se sobrecalienta y se pega:

Causas posibles

- Margen insuficiente entre la presión de succión y la presión de descarga.
- Empuje excesivo causado por una falla mecánica dentro de la bomba o por falla del dispositivo de balance hidráulico si lo hay.
- Desalineamiento
- Parte giratoria que roza con una parte estacionaria.
- Cojinetes gastados

Parámetros:

- Temperatura en el aceite de las chumaceras
- Temperatura superficial a los lados de las chumaceras

2. La bomba vibra o hace ruido.

Causas posibles

- Desalineamiento
  - Paralelo
  - Angular
  - Severo
  - En cojinetes
- Desbalance
  - Estático
  - Par
  - Dinámico
  - De rotores en voladizo
- Holgura
  - En la estructura
  - En la sujeción
  - Eje-Agujero
- Rodamientos dañados
  - Pista exterior
  - Pista interior
  - Bolas o rodillos
  - Caja que contiene a las bolas

Parámetros

- Amplitud de vibraciones
- Espectro de vibraciones

3. La bomba requiere esfuerzo excesivo.

Causas posibles

- Velocidad muy alta,
- Dirección de rotación invertida
- Cuerpos extraños en el impulsor
- Desalineamiento
- Flecha doblada. Sobreconsumo
- Sobreconsumo por desgaste

Parámetros

- Presión de sellaje
- Presión de balance
- Presión de descarga
- Presión de succión
- Potencia de la bomba
- Flujo
- Amperaje

1.5- TENDENCIAS PARA LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO DE ENERGÍA EN LOS EQUIPOS DE BOMBEO DE ALTA CAPACIDAD, CARGA Y POTENCIA. EFECTO DE LA REGULACIÓN EN EL CONSUMO DE ESTOS EQUIPOS.

"Los sistemas de bombeo representan el 20% de la energía mundial consumida por motores eléctricos y entre el 25% y el 50% de la energía total usada en la industria. Existen oportunidades significantes para reducir el consumo energético de los sistemas de bombeo a través de diseños inteligentes, adaptaciones y prácticas operacionales. Particularmente muchas aplicaciones de bombeo con requerimientos de servicio variable ofrecen grandes ahorros. Los ahorros pueden incluir mejoramientos en el desempeño, en la confiabilidad y reducir el ciclo de costo de vida." (Hydraulic Institute, 2004).

Según diversos estudios (Kaya, 2008), se puede ahorrar hasta un 30% de la energía consumida por la bomba, dependiendo del diseño y la selección de la misma. A partir de esta información se han desarrollado diferentes análisis para calcular sistemas más eficientes tanto en la producción como en la operación de la bomba. "El tema de la eficiencia energética ha llegado inclusive a ser parte de las leyes gubernamentales en muchos países, por ejemplo en Estados Unidos existe la necesidad de etiquetar toda bomba que consuma una potencia mayor que 2.5 KW. Las bombas construidas en Alemania tienen la obligación de ser etiquetadas con una letra; indicando la eficiencia energética de la misma" (Kaya, 2008).
Lo anteriormente expuesto indica una fuerte tendencia hacia el ahorro de energía a nivel mundial causando que los usuarios de bombas solo adquieran equipos de alta eficiencia y que el mercado sea dirigido hacia la eficiencia energética. Las mayores oportunidades de ahorro en los sistemas de bombeo se presentan en la Tabla 2. Por lo general implican cambios en el control del sistema o de la bomba o inclusive ambos. Sin embargo, realizar cambios significativos al sistema de tubería y otros equipos en los sistemas existentes en la actualidad no es viable económicamente.

Tabla 2. Oportunidades de ahorro en sistemas existentes (Hydraulic Institute, 2006).

MEDIDAS DE EFICIENCIA	RANGO DE AHORROS (% DE ENERGÍA DEL SISTEMA)
Reducir los requerimientos global del sistema	5-20%
Igualar el tamaño de la bomba con la carga	10-30%
Reducir o controlar la velocidad de la bomba	5-50%
Comprar componentes	1-3%
Operación y Mantenimiento	1-5%

Si todas las industrias de EE.UU. implementaran estas medidas, los ahorros obtenidos podrían equivaler sobre una base promedio de 28 000 GWh/año. Este potencial de ahorro energético es de gran significancia en los costos de las plantas industriales para sus dueños/operadores.

Para maximizar la eficiencia del sistema de bombeo, la bomba debe estar operando en su punto de mejor desempeño o BEP según el (Hydraulic Institute, 2006). “Teniendo en cuenta que la mayoría de las bombas son sobredimensionadas por el diseñador, se recomienda que el punto de operación de una bomba debe estar lo más cercano posible hacia el lado izquierdo de su punto de máxima eficiencia (BEP) en la curva de la bomba” (Volk, 2005).

El (Hydraulic Institute, 2008) recomienda minimizar el consumo energético de los sistemas de bombeo al seleccionar una bomba tal, que la curva del sistema intercepte la curva de la bomba dentro de un 20% de su BEP, además se debe elegir un impelente de rango medio de tal forma que pueda ser recortado o reemplazado en caso de presentarse requerimientos de flujos mayores o menores. Por otra parte, una propuesta para un nuevo diseño del sistema de bombeo es igualmente importante y a menudo pasada por alto.

Una aplicación incorrecta de las bombas afecta directamente el costo operativo de los sistemas de bombeo. Una bomba forzada a operar más lejos de su BEP incrementa los costos de la energía y mantenimiento y acorta su vida útil. La figura 5 lo demuestra gráficamente.

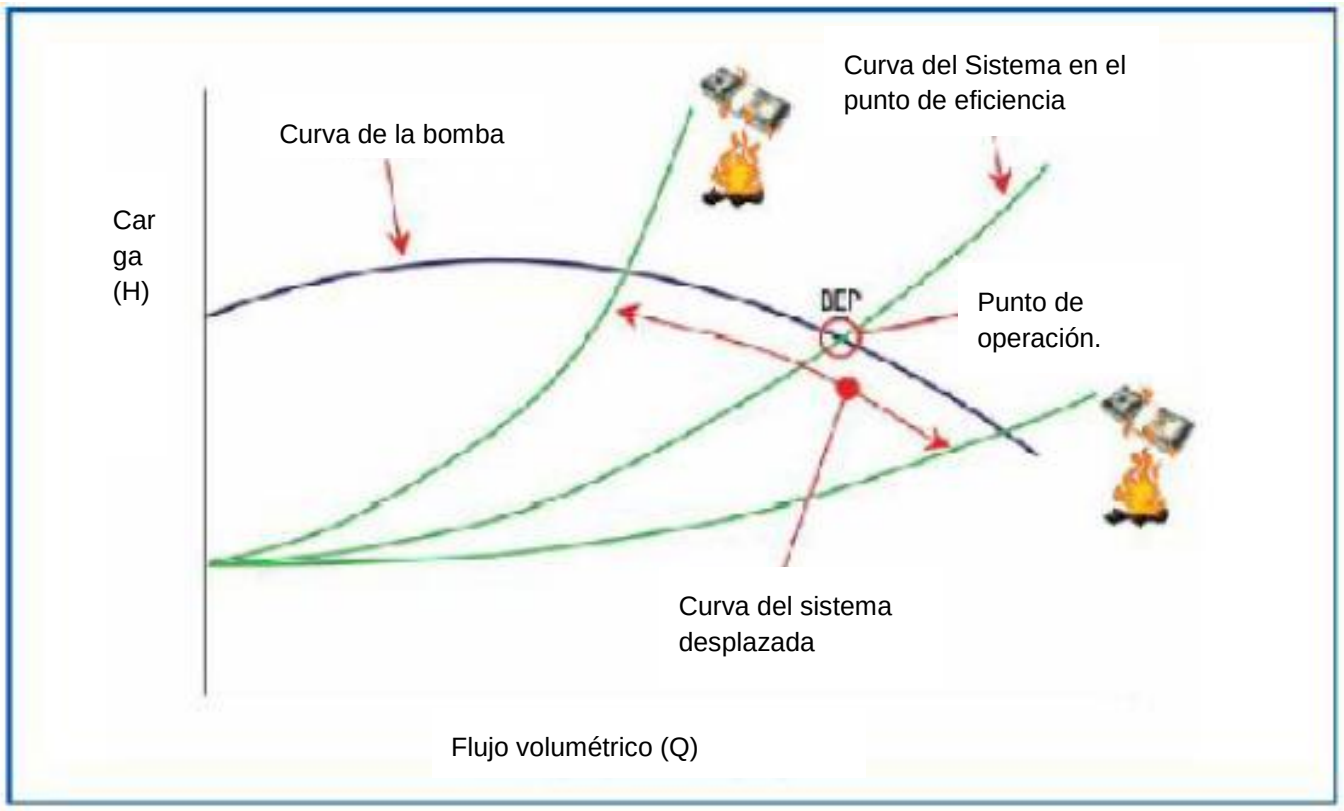


Figura 5. Curva H vs Q y representación del uso eficiente del sistema de bombeo (Hydraulic Institute, 2006).

1.6- MÉTODOS Y EFECTOS DE LA REGULACIÓN EN EL CONSUMO DE ESTOS EQUIPOS.

Métodos para la regulación del flujo en los sistemas de bombeo.

- Recorte del impelente:

  "El recorte del impelente reduce mucho más la salida de la presión que el caudal. Sin embargo, la resistencia del sistema interactúa con la presión de la bomba para determinar el caudal actual del sistema. Teniendo en cuenta que la reducción del diámetro no es excesiva, las pérdidas por eficiencia son moderadas y la reducción de la potencia de la bomba es sustancial" (Wulfinghoff, 1999).

- Válvulas de estrangulamiento en la descarga de la bomba:

"Este método es menos eficiente que el recorte del impelente, sin embargo es más sencillo y es reversible. La mayor desventaja de este método es que ofrece un ahorro energético relativamente pequeño. En una situación dada el recorte del impelente ahorra mucho más energía" (Wulfinghoff, 1999).

- Ajustando la velocidad del impelente:

  "Reduciendo la velocidad de la bomba, disminuye la energía eléctrica que consume" (Monteagudo y Sarría López, 2002).

  "Para reducir la velocidad de la bomba sobre un tiempo base, se tiene que cambiar el motor o insertar un variador de velocidad entre el motor y la bomba. Estas son modificaciones poco convencionales. En distribución de agua fría el uso de un variador de velocidad puede llevar a grandes ahorros de energía en muchas aplicaciones" (Wulfinghoff, 1999).

Al ajustar las salidas de las bombas que operen a una velocidad constante, estas son capaces de proveer el caudal mínimo necesario, lo que trae como resultado una operación del sistema más eficiente, la disminución del consumo de energía e incluso puede reducir la erosión en las tuberías y mejorar el desempeño de la válvula de control.

Para los procesos de condiciones de bombeo diferentes a las del caudal nominal, "es necesario aplicar algún tipo de control o regulación de caudal, estos se obtienen mediante la estrangulación de la tubería que conduce el fluido, recirculación, variación de velocidad de la bomba y arranque o paro de la bomba" (Monteagudo y Sarría López, 2002).

1.7- CONCLUSIONES PARCIALES.

1. La literatura consultada muestra que las principales fallas presentes en las bombas de agua de alimentar de las centrales termoeléctricas se resumen en: Desgaste de los elementos componentes, desalineamiento, deficiente balanceo de las partes rotatorias que origina vibraciones, fallas y roturas.

2. Es criterio de los autores consultados que la regulación del caudal es determinante en la explotación eficiente y económica de las máquinas, por lo que resulta imprescindible una adecuada selección del método de regulación del caudal.

3. El Instituto de hidráulica de Estados Unidos recomienda minimizar el consumo energético de los sistemas de bombeo seleccionando la bomba de tal manera que la curva del sistema intercepte la curva de la bomba dentro de un 20% de su punto de máxima eficiencia

CAPÍTULO II

CAPÍTULO 2-CARACTERÍSTICAS HIDRÁULICAS DEL SISTEMA DE BOMBEO DE AGUA DE ALIMENTAR.

2.1 GENERADOR DE VAPOR EN LA CTE.

Uno de los elementos principales y más complejos de una CTE es el generador de vapor o caldera. Los generadores de vapor acuotubulares son utilizados en las centrales termoeléctricas debido a que permiten altas presiones a su salida y tienen una gran capacidad de generación. Producto de la alta significación que estos tienen en el proceso productivo de la CTE “Carlos Manuel de Céspedes”, ya que su estación de agua de alimentar es el objeto de estudio de este trabajo, en este epígrafe serán expuestas las principales características de las calderas de la planta así como varios aspectos importantes de su funcionamiento y estructura.

Las calderas de las unidades 3 y 4 de esta CTE. que se encargan de suministrar el vapor para alimentar los turbogeneradores de 158 MW son de domo simple y de circulación natural de agua, diseñadas para usar petróleo como combustible. Este tipo de caldera es conocida como “El Paso”.

Estos generadores están diseñados para mantener una alta eficiencia con la menor pérdida de calor debido al bajo exceso de aire, una combustión total del petróleo y una hermeticidad en la construcción de las paredes de agua bajo las condiciones técnicas que se resumen en el **ANEXO I.**

Por su forma física la caldera es un intercambiador de calor de paredes de agua compuesta además por un domo separador de fases. En total son cuatro paredes de agua y una pared divisoria que forma el festón y sirve de división entre los conductos radiantes y convectivos. Las paredes lateral izquierda y derecha están formadas por 101 tubos de intercambio que a su vez se alimentan de 6 cabezales inferiores de la caldera, ubicados a diferentes alturas para formar el cenicero; una pared frontal o de quemadores formada por 119 tubos que se alimentan de 3 cabezales frontales inferiores y una pared trasera formada por 119 tubos que se divide luego en dos partes; una parte formada por 60 tubos continúa para formar la pared trasera conjuntamente con 58 tubos descendientes de vapor saturado y otra parte formada por 59 tubos, que después se doblan en 119 pasan a formar la pared divisoria entre el horno y

el eje convectivo. En la parte superior estas cinco paredes se unen en el cabezal de techo desde donde la mezcla de vapor y agua regresa al domo.

El domo es un intercambiador de calor donde se produce la separación de las fases del agua. Los tubos de la pared divisoria después de formar la "P" invertida abandonan la formación lineal y hacen una formación de ajedrez para permitir la fijación de los serpentines de los sobrecalentadores y el recalentador. En la parte superior estos tubos vuelven a tomar una formación lineal para permitir el paso de los gases al eje convectivo.

Partes principales de la caldera. Principios de funcionamiento.

- **Horno:** Cuenta con nueve quemadores divididos en grupos de tres y se encargan de la combustión del combustible propiamente dicho para de esta forma lograr la cantidad de calor necesaria para el cambio de fase del agua que circula por las paredes del horno.
- **Domo:** Al domo llega agua de alimentación procedente del economizador, mediante el mismo se conoce el nivel de agua que tiene la caldera y además ocurre la separación de la mezcla agua-vapor por mediación de los separadores y ciclones, encargados de condensar el vapor húmedo y dejar salir solo el más seco.
- **Economizador:** Es un intercambiador de calor en el cual los gases del producto de la combustión le ceden calor al agua de alimentar.
- **Sobrecalentador primario:** Intercambiador de calor por radiación donde el vapor que sale del domo absorbe calor y pasa a ser vapor sobrecalentado.
- **Sobrecalentador secundario:** Este es un intercambiador de tipo conectivo. El vapor absorbe calor obteniéndose vapor sobrecalentado con mejores propiedades.
- **Recalentador:** Es el encargado de recalentar el vapor extraído de la turbina para aumentar sus propiedad.
- **Quemadores:** Forman la mezcla aire-combustible de manera atomizada con el empleo de vapor. Se forma así la llama portadora del calor dentro del horno.

3.2-BOMBA MULTIETÁPICA.

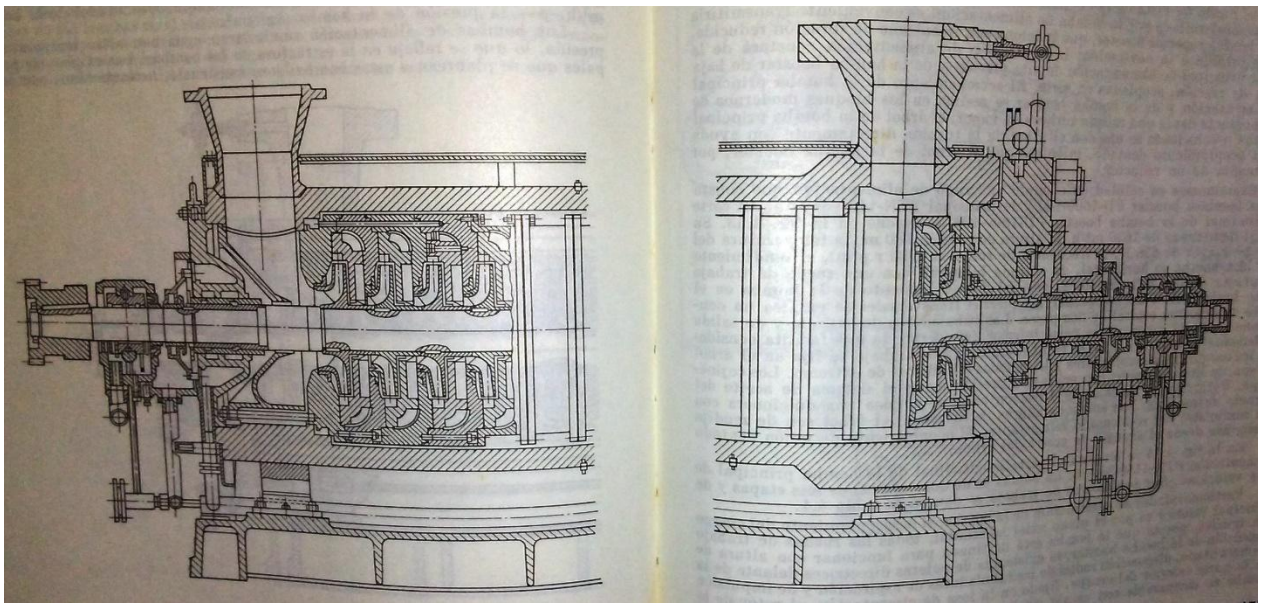


Figura 6. Representación del corte longitudinal de una bomba seccionada de dos cuerpos. (Cherkasski, 1968).

Ver plano general de la BAA de la CTE. "Carlos Manuel de Céspedes". (Anexo II)

Particularidades de la estructura de la bomba:

- Cuerpo exterior y tapa pesados por la parte de impulsión,
- Tapa ligera por la parte de aspiración
- Ausencia de tornillos pesados de apriete de las secciones
- Presencia de toma de agua después de la tercera etapa, que se realiza a través de los orificios practicados en el cuerpo de las tres primeras secciones
- Empaquetaduras de extremo de rendija.

El accionamiento de las bombas eléctricas de alimentación se realiza con ayuda de motores eléctricos con una frecuencia sincrónica de rotación de 3000 r.p.m. Para elevar la economía del grupo durante la regulación, en algunos casos, entre el motor eléctrico y la bomba se conecta un embrague hidráulico, que permite variar la frecuencia de rotación del árbol de la bomba y por lo tanto, su caudal en amplios límites. (Cherkasski, 1986).

2.2 -CARACTERÍSTICAS DE OPERACIÓN DE LAS BOMBAS.

Sin duda uno de los temas más importantes de esta investigación es el uso de las curvas características de operación de la bomba. En la figura 7 se muestra un ejemplo de la curva de explotación de una bomba centrífuga.

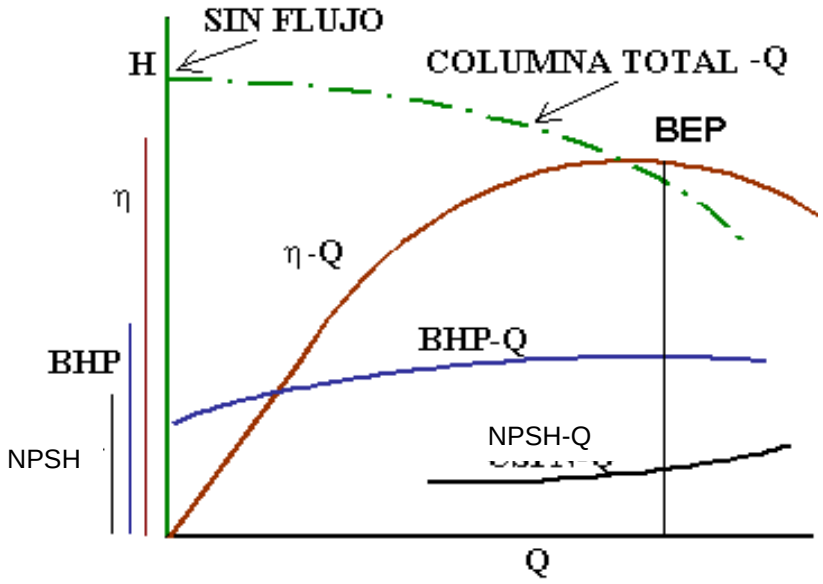


Figura 7. Curvas características de explotación de bombas centrífugas.

2.2.1-DESCRIPCIÓN DE LOS PARÁMETROS GENERALES EN LAS CURVAS DE EXPLOTACIÓN DE LAS BOMBAS CENTRIFUGAS.

- **Carga de la bomba o Columna-Capacidad. (H)**

Toda bomba centrífuga tiene, para una velocidad particular y un diámetro particular de impulsor cuando manipula un líquido de variación de viscosidad despreciable, una curva de operación, la cual indica la relación entre la columna (o presión) desarrollada por la bomba y el flujo a través de la bomba. La curva que se muestra en la Fig. 7 es un ejemplo típico. Como se ve a medida que la capacidad aumente, la columna total que es capaz de desarrollar la bomba se reduce. En general la carga de la bomba o columna más alta que es capaz de desarrollar una bomba centrífuga es en un punto donde no hay flujo a través de la bomba; esto es cuando la válvula de descarga está completamente cerrada. Es importante recordar que estas curvas de operación están basadas en una velocidad, diámetro de impulsor y

viscosidad particulares. En general, la viscosidad a la cual se dan las curvas características es la viscosidad del agua a 25ºC.

- **BHP (Potencia al freno) – Capacidad**

Para operar a la capacidad deseada, encontramos que debemos suministrar cierta energía a la bomba (Potencia al freno o BHP). Entonces, podemos graficar una curva representando la relación entre la capacidad y la potencia al freno, nuevamente basada en los factores constantes previamente definidos. Para bombas centrífugas, generalmente la potencia suministrada incrementa con un incremento en la capacidad.

- **NPSH (CSPN) – Capacidad**

El fabricante normalmente prueba la bomba con agua a diferentes capacidades creadas en el lado de la succión. Cuando las primeras señales de vaporización se presentan, indican que ocurre cavitación por lo que la presión de la succión es anotada. Esta presión se convierte en la carga de la bomba. Este número de columna se publica en la curva de la bomba y se define como la columna de succión positiva neta requerida CSPNR (NPSHr) o a veces para abreviarla se conoce como la CSPN (NPSH). Así la Columna de Succión Positiva Neta (NPSH) es la columna total a la entrada de la succión de la bomba menos la presión de vapor convertida a altura de la columna del líquido.

Esta es otra característica de una bomba centrífuga, la cual es muy importante y siempre se da con las curvas de operación de la bomba, relacionándola con la capacidad. Esta información nos da el valor de la $CSPN_r$ de la bomba, el cual puede tomarse como referencia para determinar la $CSPN_a$ del sistema para una operación adecuada. Cuando se discute sobre bombas centrífugas, los dos términos más importantes son $CSPN_r$ ($NPSHR_r$) y $CSPN_a$ ($NPSH_a$).

2.2.2- CURVA DE PÉRDIDAS DE CARGA DEL SISTEMA.

La curva de pérdidas de carga en el sistema indica la energía disipada por fricción viscosa para distintos valores de caudal. Para la solución de los problemas relacionados con sistemas de bombeo, es conveniente trazar dicha curva cuya forma es cuadrática.

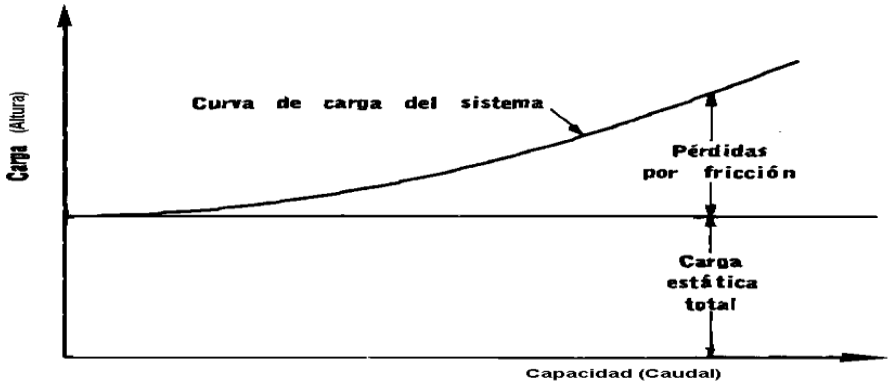


Figura 8. Curvas de pérdidas de carga del sistema.

El cálculo de las pérdidas de carga es generalmente aproximado, pues difícilmente se conoce el valor exacto de la rugosidad interna de la tubería, así como las pérdidas de carga exactas en válvulas, codos, contracciones, etc. Es importante señalar que cuando se analiza el sistema se debe considerar todas las pérdidas de este, tanto las del lado de succión de la bomba, como las del lado de impulsión. No se tiene en cuenta en el sistema el tramo de la bomba comprendido desde la brida de entrada a la brida de salida de la misma.

2.2.3 -BOMBAS EN PARALELO.

En el caso de una estación de bombeo con dos bombas instaladas en paralelo y para una sola tubería es importante conocer el comportamiento del conjunto, el cual se obtendrá sumando los caudales de cada bomba manteniendo el salto. En la estación de bombeo de la CTE “Carlos Manuel de Céspedes” regularmente se encuentran dos de sus bombas funcionando en paralelo y una tercera de reserva.

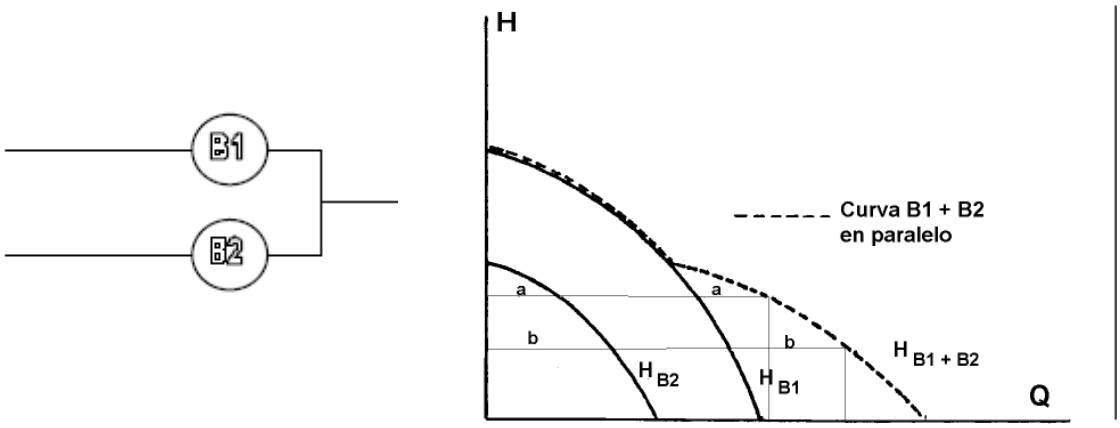


Figura 9. Configuración y curvas de bombas en paralelo.

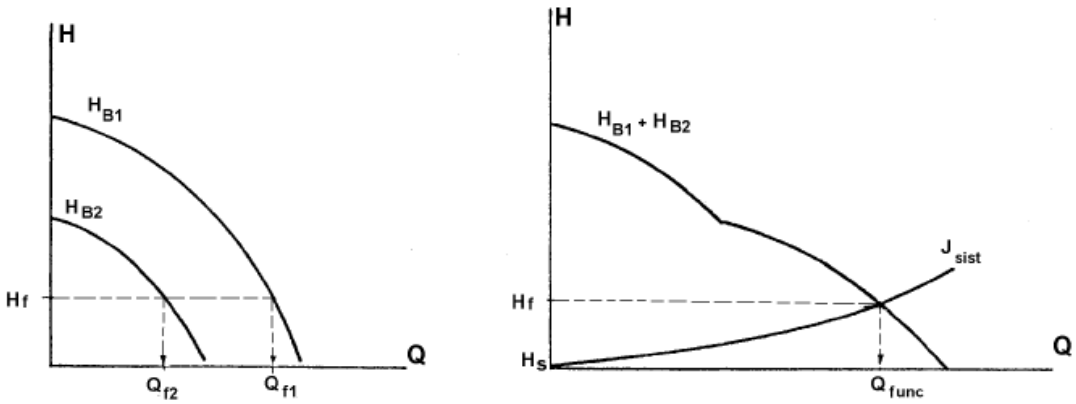


Figura 10. Curvas de bombas en paralelo.

Se debe tener cuidado en la instalación de bombas en paralelo respecto a las características de cada bomba ya que puede suceder que una de las bombas no trabaje correctamente.

2.2.4 -PUNTO DE OPERACIÓN.

El punto de intersección de la curva característica de la bomba y de la curva característica de la instalación es el punto de trabajo actual de la instalación de suministro de agua. Es decir, en este punto existe un equilibrio entre la potencia suministrada por la bomba y la potencia consumida por la red de tuberías. La altura de presión de la bomba está siempre determinada por la resistencia al flujo de la instalación. De este punto de trabajo se obtiene el caudal que la bomba puede suministrar a la red. En lo anteriormente expuesto hay que tener en cuenta que el caudal suministrado no debe quedar por debajo de un determinado valor mínimo ya que en caso contrario se produciría un sobrecalentamiento en el interior de la bomba que puede dañarla. Por tal motivo, se deben observar las informaciones del fabricante, puesto que un punto de trabajo fuera de la zona admisible de la curva característica de la bomba provocaría daños en el motor. Debido a la variación continua de los caudales en funcionamiento varía también el punto de trabajo. Todos los otros puntos de servicio que puedan establecerse en el servicio práctico se encuentran a la izquierda de este punto de trabajo empleado para el dimensionado.

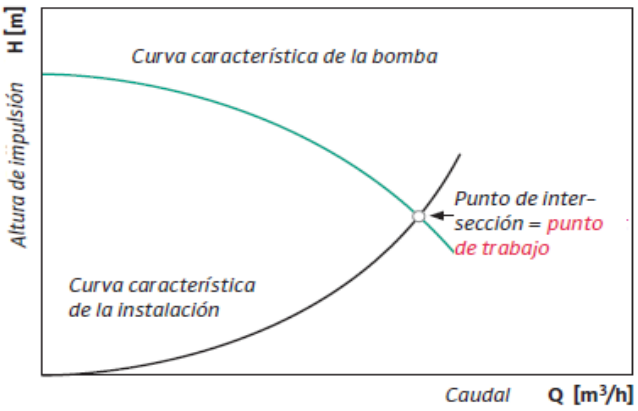


Figura 11. Ejemplo de punto de trabajo de una bomba.

2.2.5- ESTACIÓN DE BOMBAS DE AGUA ALIMENTAR.

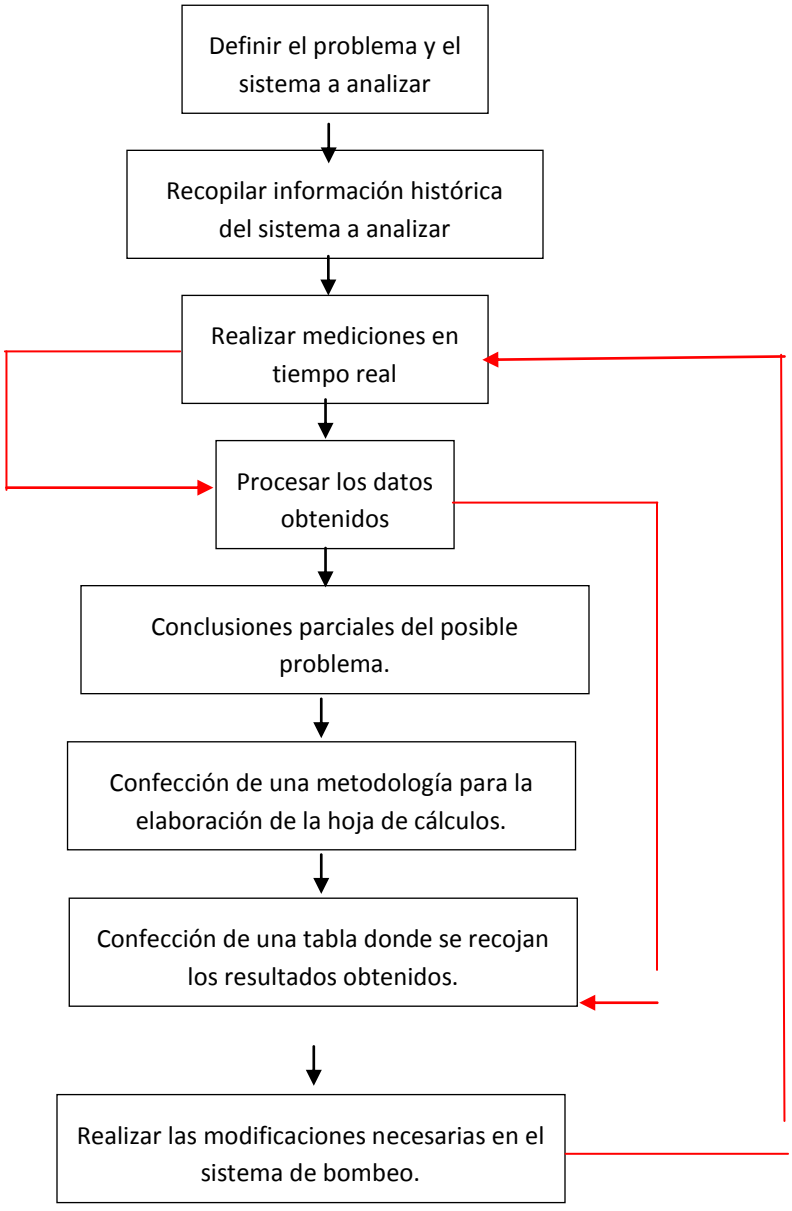
Uno de los sistemas más importantes en los generadores de vapor acuotubulares es el de agua de alimentar calderas, debido a la gran influencia que tiene en el funcionamiento del generador de vapor. Puesto que este tipo de dispositivos está en uso las 24 horas del día, un correcto tratamiento del sistema de alimentación de agua de calderas permite evitar o reducir las averías y tiempos de parada.

La estación de bombas de agua alimentar tiene la función de succionar el agua del tanque y darle la presión suficiente para que circule a través de los calentadores de alta presión, el economizador y finalmente penetre al domo de la caldera, por lo tanto ayudan a:

- Conseguir un ahorro energético y una eficiencia de funcionamiento considerable al subir la temperatura del agua de alimentación de la caldera.
- Evitar un choque térmico en la caldera o en el desaireador al subir la temperatura del agua de alimentación.
- Evitar que se sequen las calderas modernas más pequeñas.

Debido a lo expuesto anteriormente, las exigencias principales que se plantean a estas bombas son: resistencia, hermeticidad, compensación de las deformaciones térmicas, estabilidad dinámica en cualquiera de los regímenes de carga y largo plazo de servicio (Cherkasski, 1986). En el **Anexo II** y el **Anexo III** se muestran las especificaciones de la bomba de alimentación y del motor de la misma respectivamente.

2.3-ELABORACIÓN DE DIAGRAMAS DE BLOQUE PARA EL DESARROLLO DE HOJAS DE CÁLCULOS EN EXCEL PARA DETERMINAR LAS CAÍDAS DE PRESIONES EN FUNCIÓN DEL CAUDAL.



El correcto seguimiento de estos pasos metodológicos para realizar los cálculos garantiza una mayor precisión en los mismos. Con cada uno no solo se organiza el proceso de investigación, sino que permiten ubicar de manera rápida el problema para darle solución.

2.4 - METODOLOGÍA PARA EL CÁLCULO DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL SISTEMA DE BOMBEO.

La metodología para el cálculo del sistema de bombeo de la CTE. "Carlos Manuel de Céspedes" se basó en la propuesta de B. Nekrasov en su libro "Hidráulica", capítulo 11 página 269.

Para ello se tomó el desaireador como punto 1 o succión ya que este es el que le proporciona el agua de suministro a la bomba y como punto 2 o descarga al domo.

1.- Cálculo de la carga necesaria del sistema utilizando la ecuación de Bernoulli (Nekrasov, 1968).

$$\frac{P_1}{\rho * g} + X_1 + \frac{V_1^2}{2g} + Hb = \frac{P_2}{\rho * g} + X_2 + \frac{V_i^2}{2g} + \sum_1^2 h_{ftotal} \qquad \text{Ec. 1}$$

Donde:

P-presión (Pa).

X-altura geométrica con respecto a la bomba (m).

ρ-densidad del fluido (Kg/ m^3).

g-aceleración de la gravedad (m/s^2).

V- velocidad (m/ s).

h_f-pérdidas friccionales (m).

Hb-carga necesaria (m).

En el sistema a analizar no se consideran las velocidades en los puntos 1 y 2 debido a que se ubican en tanques de almacenamiento donde la velocidad de desplazamiento del fluido es significativamente baja, quedando la ecuación 1 para el cálculo de la carga de la siguiente manera (Nekrasov, 1968):

$$Hb = \frac{P_2 - P_1}{\rho * g} + (z_2 - z_1) + \sum_1^2 h_{ftotal} \qquad \text{Ec.2}$$

Luego de haber definido la ecuación para el sistema en análisis se procede a calcular las pérdidas friccionales totales mediante la siguiente ecuación (Nekrasov, 1968).

$$\sum_1^2 h_{ftotal} = \left(\sum h_{ftr_1} + \sum h_{facc_1}\right) + \left(\sum h_{ftr_2} + \sum h_{facc_2}\right) \qquad \textit{Ec.3.}$$

Donde:

$\sum h_{ftr}$-Sumatoria de las pérdidas friccionales en el tramo recto.

$\sum h_{facc}$- Sumatoria de las pérdidas friccionales en los accesorios.

Ecuaciones para el cálculo de las pérdidas friccionales en tramos rectos. (Nekrasov, 1968).

$$\sum h_{ftr_a} = \frac{\lambda * L}{d} * \frac{V_i^2}{2g} \qquad \text{Ec.4}$$

Donde:

λ-Coeficiente adimensional de las pérdidas por rozamiento.

L-Longitud del tramo recto.

d- Diámetro del conducto.

V_i^2-Velocidad del fluido por la tubería.

Para obtener el coeficiente adimensional de las pérdidas por rozamiento es necesario el uso del diagrama de Moody, el cual intercepta la relación de la rugosidad relativa y el diámetro de la tubería con el número de Reynolds (Nekrasov, 1968).

$$R_e = \frac{V * d * \rho}{\mu} \qquad \text{Ec.5}$$

Donde:

μ-viscocidad dinámica.

R_e-Número de Reynolds.

Para determinar el número de Reynolds es necesario el cálculo de la velocidad en la tubería, el cual se define por la ecuación 6 (Nekrasov, 1968).

$$V = \frac{Q}{A} \qquad \text{Ec.6}$$

$$A = \frac{\pi * d^2}{4} \qquad \text{Ec.7}$$

Cálculo de las pérdidas friccionales en los accesorios. (Nekrasov, 1968), (Mott, 2006).

$$\sum h_{facc_d} = \sum \xi * \frac{V_i^2}{2g} \qquad \text{Ec.8}$$

Donde:

$\sum \xi$-Sumatoria de las rugosidades de los accesorios que intervienen (Crane. Co, 1969).

Para calcular las pérdidas friccionales se sustituyó la velocidad en función del caudal del sistema.

2.5-DATOS DEL SISTEMA DE AGUA DE ALIMENTAR CALDERAS.

Para realizar los cálculos fueron necesarias una serie de mediciones en condiciones reales de operación, las cuales se obtuvieron de los sumarios u hojas de control proporcionadas por los operadores de la planta valiéndose de los datos ofrecidos por sus instrumentos de medición en tiempo real. Las dimensiones del sistema de tuberías se tomaron de los planos de la planta. (Ver figura 12.). **(Anexo IV).**

Los parámetros de trabajo de la Unidad No. 4 en condiciones normales son:

- Presión en el domo: 140 atm manométrica.
- Presión en el desaireador: 8,6 atm manométrica.
- Flujo de agua: 516 t/h.

- Potencia generada: 158 MW.
- Temperatura media del agua en el circuito: 250 °C.
- Densidad del agua: 798 kg/m^3
- Viscosidad dinámica: 0,000106113 Pa∗s.
- Altura geométrica del domo: 36,3 m.
- Altura geométrica del desaireador: 25,6 m.
- Longitud total del tramo de succión: 27,18 m.
- Longitud total del tramo de descarga: 110,09 m.
- Diámetro de succión medio: 355,6 mm X 11,1 mm.
- Diámetro de descarga medio: 267,4 mm X 28,6 mm.

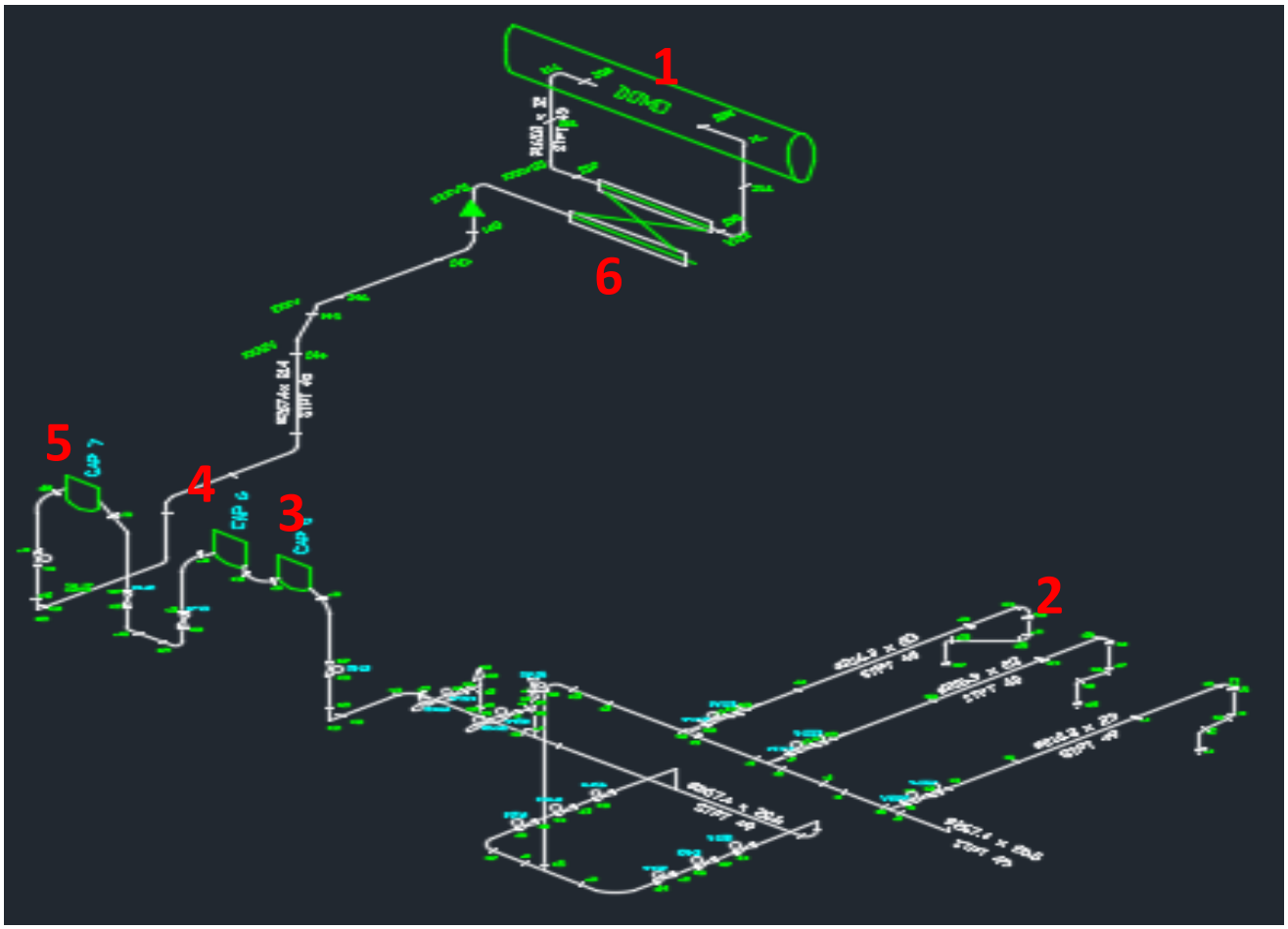


Figura 12. Circuito de descarga de las bombas de agua alimentar y sus principales componentes.

Leyenda:

1-Domo.

2-Bombas.

3-Calentador de alta presión No. 6

4- Calentador de alta presión No. 7

5- Calentador de alta presión No. 8

6-Economizador.

2.6- CURVAS OBTENIDAS MEDIANTE LOS CÁLCULOS EN EXCEL.

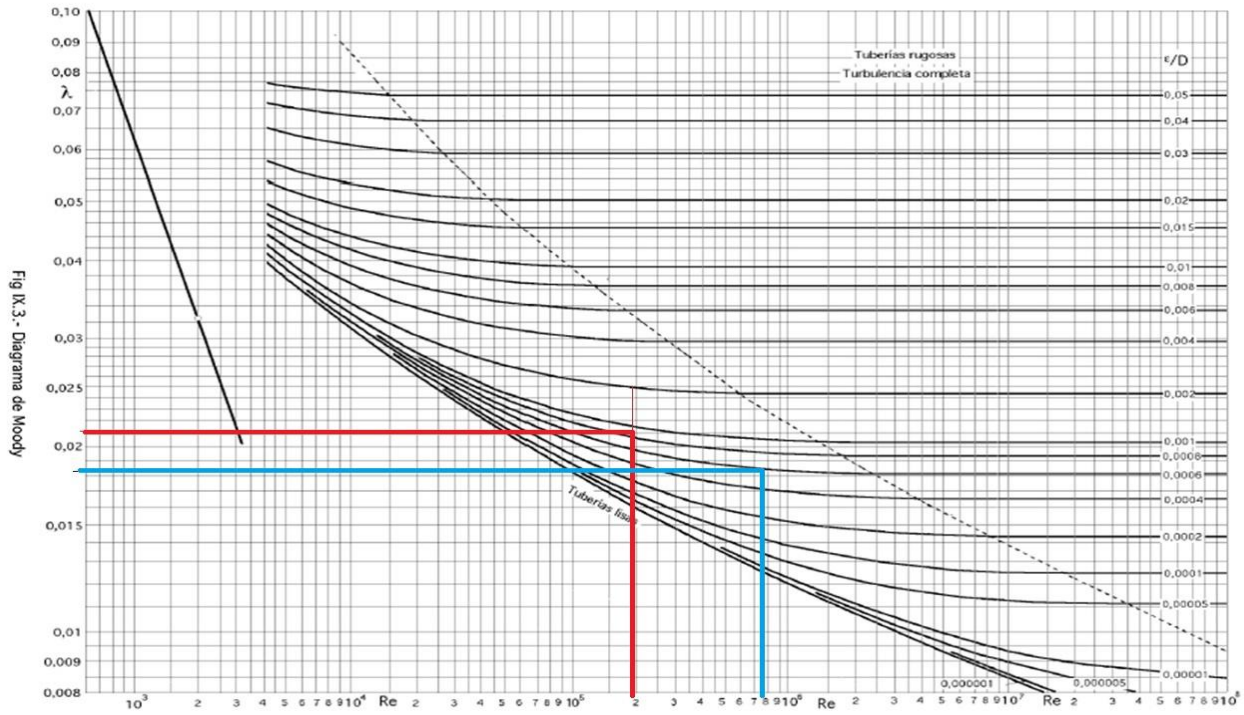


Figura 13. Diagrama de Moody (en rojo la descarga y en azul la succión).

Para la elaboración de la curva característica de la bomba se tomaron varios datos, tales como, carga, velocidad, potencia y flujo obtenidos en las pruebas hidráulicas de aceptación realizadas por la empresa japonesa Hitachi. **(Anexo V).**

Tabla 3. Datos usados para elaborar la curva característica de la bomba. (Pruebas de aceptación de las bombas CTE. Carlos Manuel de Céspedes).

Carga en KgF/cm^2	Carga en Pa	Flujo en m^3/s	Carga en m	Flujo en T/H
143	14 023 366,5	0,18	1 644,77	319
152	14 905 956	0,16	1 748,29	290,8
169	16 573 069,5	0,13	1 943,82	231,6
180	17 651 790	0,10	2 070,34	174,6
185	18 142 117,5	0,05	2 127,85	100,8

Tabla 4. Resultado de los cálculos del sistema de tuberías.

Cálculos		Tramos	
Variable	UM	Succión	Descarga
R_e	Adimensional	3134078,8	4884560,5
V	m/s	1,25	3,09
A	m^2	0,0872571	0,0872571
$\sum h_{facc_d}$	En función de Q^2(m)	22,615717	420,71581
$\sum h_{ftr_a}$	En función de Q^2(m)	9,8243448	488,18503
λ	Adimensional	0,018	0,022
ξ/d ξ=0,2	Adimensional	0,0005999	0,0009515

Siendo calculados los elementos necesarios se plantea la ecuación de Bernoulli (Ec. 1) para el sistema en función del flujo exponencial al cuadrado.

$$Hb=1\ 711,44+941,3409xQ^2$$

Para las condiciones de trabajo la carga necesaria tiene un valor de:

Hb=1 732,94 m para un caudal de 0,1511 m^3/s o 530 t/h

Se asumen diferentes valores de flujo para elaborar la curva del sistema de tuberías, los valores de caudal contra carga usados se muestran en la tabla 5:

Tabla 5. Caudal en (m^3/s) contra la carga necesaria (Hb) en (m).

Caudal (Q)	Carga necesaria (Hb)
0,00	1711,44
0,04	1713,20
0,05	1713,84
0,06	1714,89
0,08	1716,82
0,10	1721,00
0,15	1732,94
0,17	1737,45
0,21	1753,57
0,24	1766,47

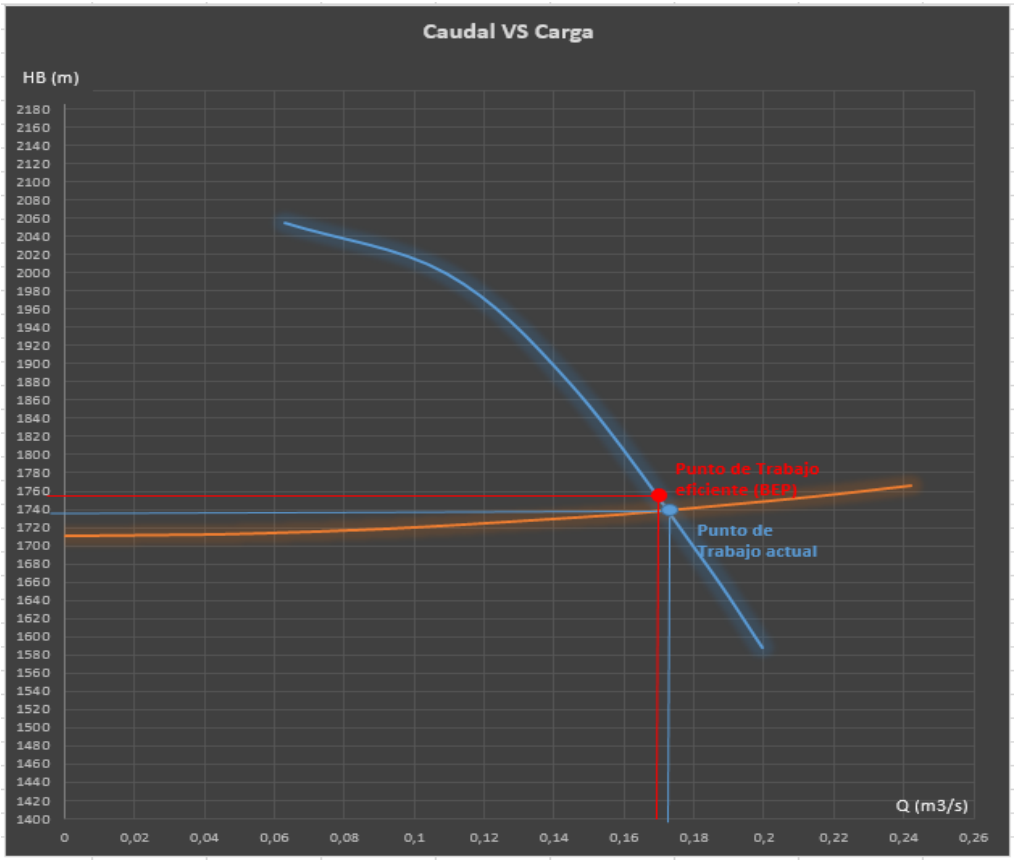


Figura 14. Gráfica de carga contra caudal donde se muestra el punto de operación de la bomba (en azul curva característica de la bomba, en naranja curva característica del sistema de tuberías y en rojo el punto de operación donde se obtiene mayor eficiencia).

2.7 CONCLUSIONES PARCIALES.

El análisis del sistema de bombeo de agua de alimentar a los generadores de vapor permite concluir:

- Se desarrolla la metodología de cálculo del sistema de tubería, que posibilita obtener las características hidráulicas del sistema de tubería, que unida a las características hidráulicas del equipo de bombeo posibilita obtener el punto de operación real del sistema de bombeo.
- El autor elabora en Excel la hoja de cálculo basada en la metodología desarrollada y con ella obtiene la representación gráfica de las características hidráulicas del sistema de tubería y del equipo de bombeo y determina el punto real de operación.
- El punto de operación obtenido da valores de carga en el orden de 1 732,94 $m_{ca.}$ para un caudal de 0,1511 m^3/s. Valores en el rango de operación del sistema estudiado.
- El punto de operación obtenido se encuentra desplazado fuera de la zona de máxima eficiencia con respecto al punto de operación dado por el fabricante, es esta una de las posibles causas del sobreconsumo de las bombas estudiadas.

CAPÍTULO III

CAPÍTULO 3-ANÁLISIS DE LAS DIMENSIONES Y PARÁMETROS DE TRABAJO DE LOS IMPELENTES ESPAÑOLES Y JAPONESES Y SU EFECTO EN EL CONSUMO DE LAS BAA.

3.1-ESTADO ORIGINAL Y ESTADO ACTUAL LUEGO DE SER MODIFICADAS LAS BAA.

Para el análisis de los equipos de bombeo se tuvo en cuenta el consumo histórico de los mismos, se analizó el consumo para iguales cargas de los equipos de bombeo con todos sus componentes originales y luego de ser modificadas, teniendo como referencia las hojas de control de insumos proporcionadas por la planta desde el año 2001-2017. **(Anexo VI).**

Principales modificaciones realizadas en las bombas:

- Las BAA están compuestas por dos componentes principales, la bomba y el motor. Se sustituyeron los motores originales maraca Hitachi por motores marca Siemens con características de funcionamiento similares.
- Se cambiaron los impelentes fabricados por la empresa japonesa Hitachi por impelentes fabricados por la suministradora española.

Actualmente las tres bombas de agua de alimentar calderas, como se especificó anteriormente, se encuentran trabajando con motores de la marca Siemens, que aunque son relativamente nuevos las bombas incurren en un aumento de su consumo de energía eléctrica.

Tabla 6. Características técnicas de las BAA originales. (Hitachi Ltd. 1976).

Componentes	Parámetros	Simb.	Valor	UM
Motor Hitachi	Potencia nominal	Pn	1850	kW
	Voltaje nominal	Vn	6000	V
	Factor de potencia	Cos φ	0.88	-----
	Frecuencia nominal	fn	60	Hz
	Eficiencia	η	94	%
	Amperaje nominal	An	206	A
	Velocidad nominal	n	3580	1/min
Bomba	Tipo de impelentes	Japonés	9	u
	Eficiencia de la bomba	ηb	77	%

Tabla 7. Características técnicas de las BAA modificadas. (Siemens, 2012).

Componentes	Parámetros	Simb.	Valor	UM
Motor Siemens	Potencia nominal	Pn	1850	kW
	Voltaje nominal	Un	6000	V
	Factor de potencia	Cos φ	0.88	-----
	Frecuencia nominal	fn	60	Hz
	Eficiencia	η	94	%
	Amperaje nominal	An	213	A
	Velocidad nominal	n	3582	1/min
Bomba	Tipo de impelentes	Españoles	9	u
	Eficiencia de la bomba	ηb	73	%

La eficiencia de la bomba en su estado actual de operación se considera en un 73% debido al desgaste sufrido con el paso del tiempo, tanto en sus componentes mecánicos como en la voluta (Cherkasski, 1986).

3.2-METODOLOGÍA PARA EL CÁLCULO DE PARÁMETROS OPERACIONALES EN IMPELENTES DE BOMBAS MULTIETÁPICAS. EFECTO DEL CAMBIO DE LOS IMPELENTES EN EL CONSUMO DE ENERGÍA ELÉCTRICA DE LA BOMBA.

Se poseen los datos de:

- Carga de impulsión o carga (H)(m)
- Caudal o flujo (Q) (m^3/h)
- Revoluciones de trabajo (n) (RPM)
- Potencia (N) (KW)
- Rendimiento o eficiencia (Ƞ) (%)

Existen además:

- Características hidráulicas de la máquina (original y parámetros de funcionamiento de registros de operación).
- Dimensiones físicas de los impelentes.

La máquina tiene nueve (9) etapas, el impelente No. 1 es diferente a los ocho (8) restantes. Los impelentes 2 y 3 son iguales entre sí, pero diferente a los seis (6) restantes. Los impelentes del cuatro (4) al nueve (9) son iguales entre sí.

La forma de proceder para el cálculo comprobatorio será:

1. Realizar el cálculo de la carga a desarrollar por los impelentes a partir de las dimensiones físicas de los impelentes y la teoría de las máquinas centrífugas.

Los cálculos mencionados en los puntos 1 y 2 serán desarrollados para su aplicación. (Cherkasski, 1986).

$$H_t = \sum_{i=1}^{i=X} H_i \qquad Ec.9$$

Donde:

i = No. del impelente.

X = No. total de impelentes.

Es costumbre, según el criterio de la *(Ec.9)* dividir la carga total entre el número de etapas y de esta manera se obtiene la carga a desarrollar por cada etapa. En este caso la carga se distribuye uniformemente entre las etapas. Para el caso en estudio esto no sucede así, dada la diferencia de dimensiones entre los impelentes 1, 2-3 y del 4 al 9.

Para el estudio actual se debe partir de las dimensiones físicas de los impelentes y calcular las características hidráulicas. Ello al final debe ser comprobado a partir del comportamiento real de la máquina durante la explotación, haciendo uno de los registros de operación.

Cálculo de la potencia útil de la bomba (N_u).

La potencia útil de la bomba es el trabajo suministrado por la máquina en un segundo al fluido trasegado y se determina por la ecuación 10 (Cherkasski, 1986).

$$Nu = \frac{\rho * g * Qn * H}{1000} \qquad Ec.10$$

Donde:

ρ .- Densidad del fluido (Kg/m^3)

g.- Aceleración gravitatoria (m/s^2)

Q.- Caudal o flujo (m^3/s)

H.- Carga de impulsión (m)

1000.- Factor de conversión (Watt/ KWatt)

Nota: El trabajo continuará en el Sistema Internacional (S.I) o MKS según lo obtenido de la literatura. Las unidades serán dadas al final en el S.I.

La potencia suministrada al árbol de la bomba (Nb) desde el motor es obtenida si se conocen las pérdidas de energía de la máquina. La ecuación 11 permite obtener la potencia suministrada al árbol de la bomba. (Cherkasski, 1986).

$$Nb = \frac{Nu}{\eta_b} \qquad Ec.11$$

Donde:

Nb.- Potencia dada al árbol de la bomba (kW).

η.- Rendimiento de la bomba (Tanto/ unidad).

Para el inicio del cálculo de comprobación del diámetro del eje será utilizado el η_b dado por el fabricante.

Con el conocimiento de la potencia en el eje se comprueba el diámetro del eje y con él se inicia el cálculo comprobatorio de los impelentes.

Las dimensiones necesarias para el cálculo están dadas en la figura 15.

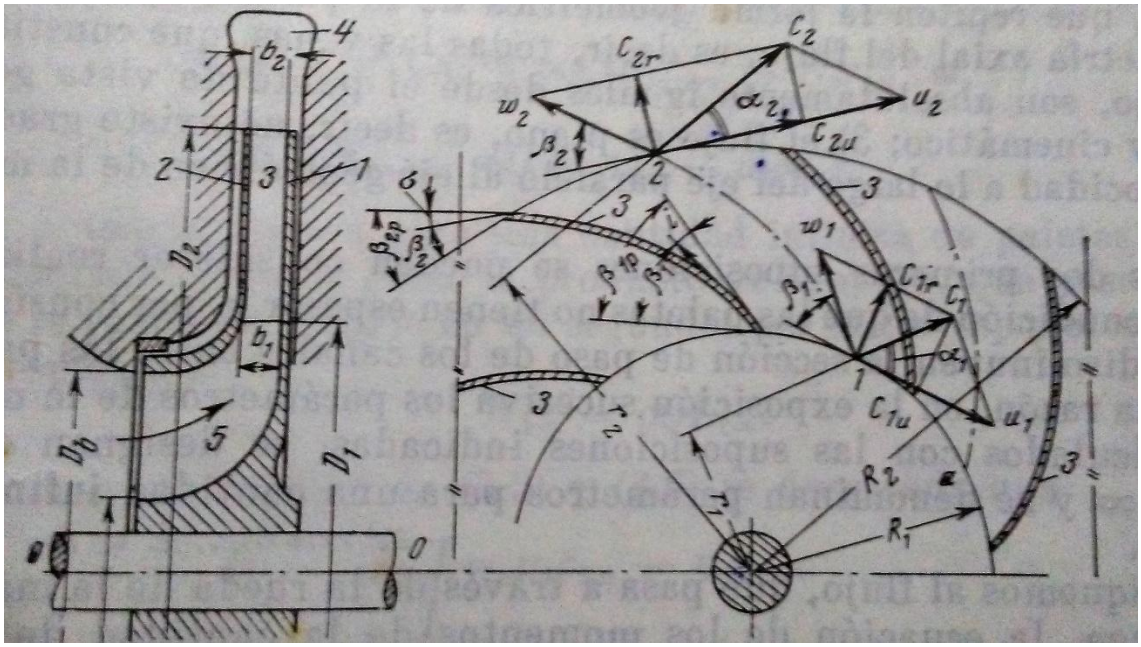


Figura 15. Cortes de impelentes de bomba centrífuga radial.

Las dimensiones dadas en la figura 15 deben obtenerse para los impelentes 1,2 y 4 para con ellas proceder al cálculo de los impelentes originales y los comprados para la sustitución.

Secuencia de cálculo.

Cálculo de la potencia en el coupling de la bomba de agua de alimentar calderas.

$$Nb = \frac{\rho * g * Q * H}{1000 * \eta_b} \qquad Ec.12$$

Donde:

ρ.- Densidad del agua a la temperatura de entrada a la succión de la bomba de agua de alimentar calderas. (Kg/ m^3)

g.- Aceleración gravitatoria (≈ 9.81 m/ s^2)

Q.- Caudal nominal de la bomba de agua de alimentar calderas (m^3/ s).

H.- Carga de impulsión de la bomba de agua de alimentar calderas (m).

1000.- Factor de conversión 1000 W/ kW.

η_b.- Rendimiento dado por el fabricante (≈ 0, 77).

Cálculo comprobatorio del diámetro del cubo. (Ver figura 15.)

Según (Cherkasski, 1986), $D_{cub} = (1.2 \ldots 1.4)\ D_{eje}$ $Ec.13.$

Según (Church, 1987), los valores son ligeramente inferiores. Para el cálculo comprobatorio se tomará el dado por (Cherkasski, 1986).

Cálculo comprobatorio de la longitud del cubo. (Ver figura 15.)

$$L_{cubo} = (1 \ldots 1.5)\ D_{eje}. \qquad Ec.13\ A$$

La ecuación 9 y 10 solo permiten comprobar el rango de valores del impelente real.

Cálculo comprobatorio del diámetro del ojo de succión (D_0). (Ver figura 16.)

El cálculo del diámetro del ojo de succión se realiza a partir del diámetro reducido en la succión $D1red$.

Según la ecuación 14:

$$\mathrm{D1red} = \sqrt{D_0^2 - d_{cub}^2} \qquad Ec.14$$

Hay que destacar que el $D1red$ es aquel que el área obtenida a partir de él es equivalente al área anular existente en la succión.

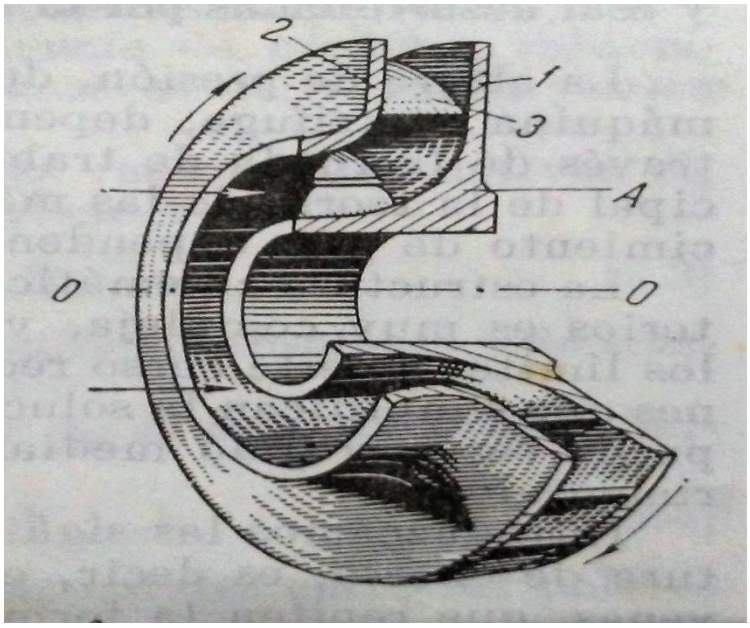


Figura 16. Representación para D1red.

Según datos estadísticos de construcción de bombas, el diámetro reducido puede determinarse siguiendo la ecuación 15.

$$\mathrm{D1red} \cong 4.25 \sqrt[3]{\frac{\mathrm{Q}}{\mathrm{N}}} \qquad Ec.15$$

Donde:

Q. - Caudal (m^3/s).

N. - RPM.

El caudal (Q) a considerar para el cálculo comprobatorio en la (Ec. 15) es ligeramente superior al ofrecido por la documentación técnica de la máquina (características hidráulicas) dado por:

- La circulación de fluidos entre el disco delantero del impelente en rotación y la pared de la carcasa de la bomba. Este líquido circula durante la operación entre la descarga y la succión, atravesando la holgura formada entre el anillo de desgaste (fijo) y el diámetro exterior del ojo de succión.
- Esto se repite en cada etapa de la bomba y de igual forma ocurre por el disco posterior. Lo anterior hace que el caudal real manejado por el impelente sea mayor que el entregado por la máquina.

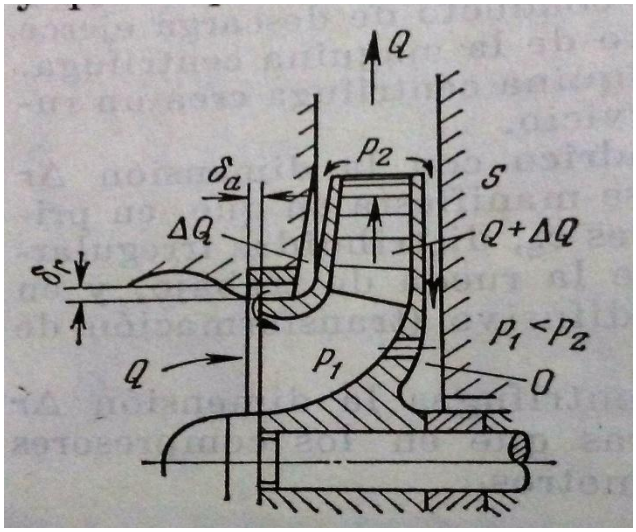


Figura 17. Fugas en el impelente.

$$Q_{total} = Q_{nom} + \sum_{i=1}^{i=n} \Delta Q \qquad Ec.16$$

(Church, 1987) ofrece una explicación detallada del fenómeno a partir de lo expresado por A.S. Stepanoff.

A los efectos del cálculo comprobatorio que es necesario realizar, se empleará la ecuación 17 (Ec. 17).

Cálculo del rendimiento volumétrico. (η_v)

$$\eta_v = \frac{1}{1+a\,\eta_s{}^{-0,66}} \qquad Ec.17$$

Donde:

a.- Coeficiente que depende de la relación entre los diámetros de entrada y salida y para cálculos preliminares se considera $a = 0.68$.

η_s .- Velocidad específica. En el cálculo comprobatorio se considerará una velocidad específica estimada a partir la forma física del rodete. Se debe tomar el valor medio del rango propuesto en la figura 4.1 por (Cherkasski, 1986).

La velocidad específica para máquinas de múltiples etapas se determina según la ecuación 18 (Ec. 18).

$$\eta_s = 3.65\,\frac{n\sqrt{Q} * i^{3/4}}{\zeta^{1/2} * H^{3/4}} \qquad Ec.18$$

Donde:

n.- RPM.

Q.- Caudal total de la máquina.

i.- Número de etapas de las bombas.

ζ.- Número de flujos en la máquina.

Cálculo del caudal total (Q_{total}) que circula por el impelente.

La ecuación del rendimiento volumétrico está dada por (Cherkasski, 1986) y (Church, 1987).

Según la ecuación 19:

$$\eta_v = \frac{Q_n}{Q_{total}} \qquad Ec.19$$

Según (Cherkasski, 1986) para bombas centrífugas modernas grandes $\eta_v = 0.96 \dots 0.98$ y para bombas pequeñas y medianas $\eta_v = 0.85 \dots 0.95$.

Para (Cherkasski, 1986) las pérdidas por fugas oscilan entre 2 y 10% de Q_n

Donde:

Q_n.- Caudal nominal de la máquina.

Q_{total}.- Considera el caudal nominal más el caudal producto de las pérdidas volumétricas.

De la (Ec. 19) se obtiene el caudal total que circula por los impelentes según la (Ec. 20).

$$Q_{total} = \frac{Q_n}{\eta_v} \qquad (Ec.20\ despejando\ Ec.19)$$

Haciendo uso del Q_{total} obtenido por la (Ec. 20) se procede a calcular el $D1red$ según la (Ec. 15).

$$\mathrm{D1red} \cong 4.25 \sqrt[3]{\frac{Q_{total}}{\mathrm{N}}} \qquad Ec.15$$

Con el valor de $D1red$ (Ec. 14) y el diámetro real del cubo (Ec. 13) se despeja el valor del diámetro (D_0) del ojo de succión de la (Ec. 14), por lo que:

$$D_0 = \sqrt{D_{1red}^2 - d_{cub}^2}$$

Cálculo del diámetro D_1. (Ver figura 16)

El diámetro D_1 corresponde al diámetro del punto medio del nacimiento del álabe. Debe ser igual o menor que D_0. Para el cálculo comprobatorio se mide directamente en el impelente.

Cálculo de la velocidad del fluido en el ojo de succión (C_0)·

Considerando la Ecuación de Continuidad Q= A∗C y aplicándola al ojo de succión se tiene que:

$$Q_{total} = \frac{\pi D1red^2}{4} * C_o \qquad Ec.21$$

Despejando C_o de la (Ec. 21)

$$C_0 = \frac{4*Q_{total}}{\pi*D1red^2} \qquad Ec.21\,A$$

Sustituyendo la ecuación 14 en la ecuación 21 despejada se tiene la ecuación 22.

$$C_0 = \frac{4*Q_{nom}}{\eta_v*\pi(D_0^2-D_{cub}^2)} \qquad Ec.22$$

La ecuación 22 es la manera más exacta para calcular C_0 a partir de las dimensiones físicas del impelente.

(Church, 1987) considera que:

- La velocidad en el ojo de succión por lo general es superior a la velocidad en la brida de succión, es decir de 3 a 4.6 m/s como promedio.

- Puesto que las pérdidas por rozamiento y turbulencia son proporcionales al cuadrado de la velocidad debe mantenerse marcadamente baja la velocidad de entrada.
- Los valores excesivamente bajos de C_0 dan como resultados ojos de succión de gran diámetro y como consecuencia proporciones del rodete poco adecuadas.

8. Cálculo de la velocidad tangencial (periférica circunferencial) en la entrada a los canales de álabes.

$$U_1 = \mathrm{W}^* R_1 = \frac{2\pi n}{60} * \frac{D_1}{2} = \frac{\pi n D_1}{60} \ (\mathrm{m/s}) \qquad Ec.23$$

En la ecuación se ha considerado que D_1 está tomado en el punto medio de la entrada del álabe.

Cálculo de la velocidad radial de entrada $\mathbf{C_{1r}}$ del fluido a los canales entre álabes. (Ver figura 16).

Según (Church, 1987) la velocidad de entrada al canal entre álabes $\mathrm{C}_{1\mathrm{r}}$ se toma por lo general de un 5 a un 10 % mayor que C_0. Ello, según el propio autor, está dado porque retardar un fluido es siempre menos eficaz que acelerarlo.

$$C_{1r} = (1.05 \div 1.10) C_0 \qquad Ec.24$$

Dado que se tiene el impelente físicamente se puede determinar la velocidad radial de entrada al canal inter álabe ($\mathrm{C}_{1\mathrm{r}}$) a partir de la (Ec. 24).

$$C_{1r} = \frac{Q_{Total}}{A_1} = \frac{Q_t}{\pi D_1 * b_1 * \mu_1} \qquad Ec.24\ A$$

μ_1.- Coeficiente de estrechamiento de la sección de entrada por el espesor de los álabes en la región de entrada. ($\mu_1 \approx 0.9$) (Cherkasski, 1986).

(Church, 1987) considera el valor de ($\mu_1 \approx 0.8 \ldots 0.9$). Ver figura 16.

Construcción del triángulo de velocidad en la región de entrada a los canales entre álabes.

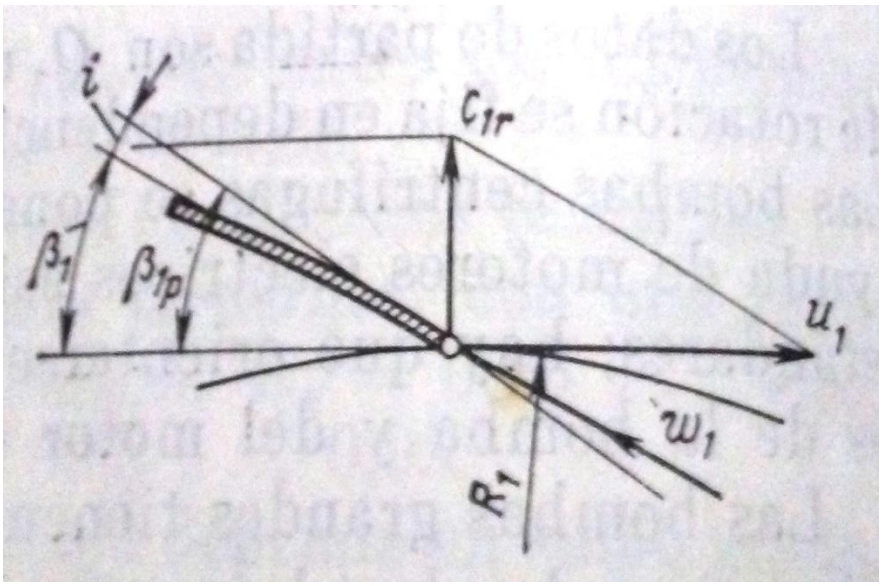


Figura 18. Triángulo de velocidad en la región de entrada.

A fin de lograr el mayor valor de carga en el impelente, la velocidad absoluta C_1en el triángulo de velocidad a la entrada de la figura 16, se iguala a valer C_{1r}, lo que se logra si α_1= 90° y con ello C_{1u}= 0.

En la ecuación de Euler (Ec. 21) el término correspondiente a las velocidades en la región de entrada se hace cero porque C_{1u}= 0.

$$H_{t\infty} = \frac{U_2 C_{2u} - \cancel{U_1 C_{1u}}}{g} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} \quad Ec.25$$

Como se aprecia en la (Ec. 25) se supone que el fluido entra en los álabes radialmente o sea α_1= 90°. (Church, 1987).

Los autores (Cherkasski, 1986) y (Church, 1987) consideran que en la medida que el fluido se acerca a la entrada de los álabes se pone en contacto con el árbol y el rodete, animados ambos de un movimiento de rotación lo cual es la causa que el fluido tiende a girar

conociéndose este fenómeno como rotación anticipada al fluido. La rotación anticipada reduce la altura virtual. Este efecto es pequeño en los rodetes radiales, pero se puede tener en cuenta aumentando el ángulo β_1.

(Cherkasski, 1986) llama a este incremento β_1"ángulo de ataque", lo representa por la letra "i" recomendando su valor entre 0° y 6°.

El ángulo de entrada β_1 según (Church, 1987) está comprendido entre 10° y 25°.

El valor del ángulo β_1 se determina según la ecuación 26 (Ec. 26).

$$\beta_1 = arctg\ \frac{C_{1r}}{U_1} \qquad Ec.26$$

Si el impelente permite medir el ángulo β_1 ello simplifica el proceso de cálculo de los parámetros opcionales del impelente.

Cálculo de la velocidad tangencial de salida periférica circunferencial (U_2) a la salida del canal entre álabes.

$$U_2 = \mathrm{W}^* R_2 = \frac{2\pi n}{60} * \frac{D_2}{2} = \frac{\pi n D_2}{60} \qquad Ec.27$$

Cálculo de la velocidad radial de salida (C_{r2}) del fluido desde los canales entre álabes (ver figura 15).

$$C_{2r} = \frac{Q_{Total}}{A_2} = \frac{Q_t}{\pi D_2 * b_2 * \mu_2} \qquad Ec.28$$

Según (Church, 1987) la velocidad radial de salida C_{2r} se hace igual o ligeramente inferior (hasta un 15%) a la velocidad radial de entrada C_{1r} para evitar cambios repentinos de velocidad en el canal.

El **coeficiente de contracción de la corriente** (μ_2) a la salida del álabe al tomar en consideración el espesor del álabe, está comprendido entre 0.90 ….0.95.

Determinación del ángulo β_2.

Según (Dfleiderer, 1960) en las bombas centrífugas solo se encuentran álabes curvados hacia atrás y sus valores corrientes de β_2 se encuentran entre $14°$ ……$50°$ aunque rara vez son mayores de $30°$.

En el caso del cálculo comprobatorio que se realiza, el valor del ángulo β_2 se determina por medición directa en los impelentes japoneses. Para el ángulo β_2 de los impelentes españoles se determina haciendo uso de los planos utilizados para su fabricación. **(Anexo VII)**.

Determinación de la carga desarrollada por el impelente.

Haciendo uso de la ecuación 25, la carga teórica para un número infinito de álabes esta por:

$$H_{t\infty} = \frac{U_2 C_{2u}}{g} \qquad Ec.25$$

Escribiendo la (Ec. 25) en función de parámetros conocidos del impelente y haciendo uso del triángulo de velocidades en la descarga del impelente dado en la figura 15 se tiene:

$$cot\beta_2 = \frac{U_2 - C_{2u}}{C_{2r}} \qquad Ec.29$$

Despejando C_{2u} de la (Ec.29)

$$C_{2u} = U_2 - C_{2r} * cot\beta_2 \qquad Ec.29\ A$$

Sustituyendo en la (Ec. 25).

$$H_{t\infty} = \frac{U_2^2 - U_2 C_{2r} * \cot \beta_2}{g} \qquad \text{Ec. 30}$$

La carga real que debe desarrollar el impelente queda determinada por la (Ec. 31).

$$H_r = \mu_{z\neq\infty} * \eta_h * H_{t\infty} \qquad \text{Ec. 31}$$

El valor de ($\mu_{z\neq\infty}$) se determina por la ecuación de Stodola dada en (Cherkasski, 1986).

$$\mu_{z\neq\infty} = 1 - \frac{U_2}{C_{2\mu\infty}} * \frac{\pi}{z} * sen\beta_2 \qquad \text{Ec. 32}$$

El rendimiento hidráulico se determina según la ecuación 33 tomada de (Cherkasski, 1986).

$$\eta_h = 1 - \frac{0.42}{(lnD_{1red} - 0.172)^2} \qquad \text{Ec. 33}$$

El aplicar la secuencia de cálculo desarrollada debe dar los parámetros básicos de los impelentes a estudiar.

3.3- MEDICIONES REALIZADAS EN LOS IMPELENTES.

Para realizar los cálculos hidráulicos en los impelentes fueron necesarias una serie de dimensiones tomadas físicamente en dichos impelentes. De esta manera se confeccionaron las siguientes tablas de resultados, con los cuales mediante el uso de una hoja de cálculo elaborada en Excel se determinaron los parámetros de trabajo de los impelentes y la bomba.

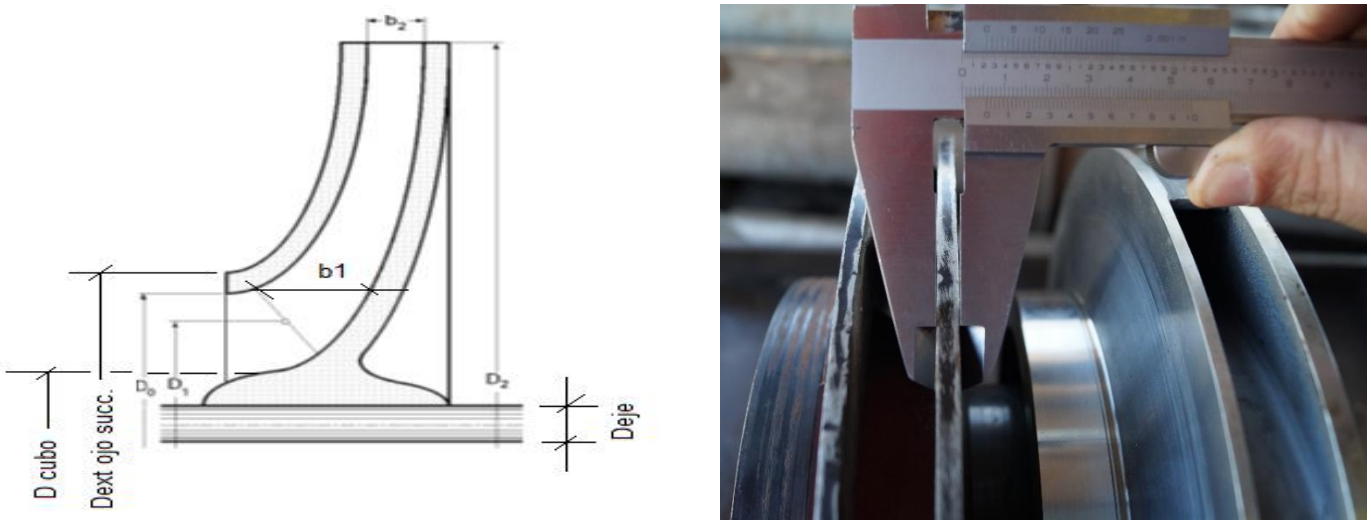


Figura 19. Dimensiones principales tomadas en los impelentes.

Figura 20. A la izquierda, corte transversal de un impelente y a la derecha, plantilla realizada para la obtención de los triángulos de velocidades.

Tabla 8. Dimensiones de los impelentes producidos en España (nuevos).

N°	Dimensión	Impelente N° 1 Español	Impelente N° 2-3 Español	Impelente N° 4-9 Español
1	D_2	320,2 mm	327,5 mm	327,5 mm
2	β_2	Plano(30º)	Plano(16º)	Plano(30º)
3	$D_{2\ álabe}$	------	323,3mm	-------
4	b_2	20 mm	20 mm	20 mm
5	δ_2	7 mm	8,4 mm	7 mm
6	D_0	184 mm	165 mm	164,1 mm
7	D_1	156 mm	142 mm	138 mm
8	β_1	-----	-------	--------
9	b_1	30 mm	22 mm	20 mm
10	δ_1	6 mm	5 mm	5 mm
11	$D_{ext\ ojo\ succ.}$	215 mm	200 mm	195 mm
12	D_{cubo}	118,2 mm	118 mm	120 mm
13	D_{eje}	100 mm	100 mm	100 mm
14	Z	7 álabes	6 álabes	7 álabes

Tabla 9. Dimensiones de los impelentes producidos en Japón (originales).

N°	Dimensión	Impelente N° 1 Japonés	Impelente N° 2-3 Japonés	Impelente N° 4-9 Japonés
1	D_2	327,5 mm	327,5 mm	327,5
2	β_2	25°	25°	30°
3	$D_{2\ álabe}$	320 mm	320 mm	320
4	b_2	20 mm	20 mm	20
5	δ_2	6 mm	7 mm	7
6	D_0	181,2 mm	163,5 mm	163,4
7	D_1	155 mm	135,5 mm	143,6
8	β_1	-----	------	-------
9	b_1	26,5 mm	24 mm	21
10	δ_1	4 mm	4,5 mm	4
11	$D_{ext\ ojo\ succ.}$	214,7 mm	199,5 mm	193,6
12	D_{cubo}	116 mm	115 mm	116
13	D_{eje}	100 mm	100 mm	100
14	Z	7 álabes	6 álabes	álabes

3.4-RESULTADOS DE LOS CÁLCULOS PROPUESTOS POR LA METODOLOGÍA.

Tabla 10. Resultados obtenidos de los cálculos hidráulicos en los impelentes.

Tabla de análisis de resultados							
Dimensión	Unidad	Impelentes					
		1-Español	2-3-Español	4-9-Español	1-Japones	2-3-Japones	4-9-Japones
Nu	kW	1376,095	1376,095	1376,095	1376,095	1376,095	1376,095
Nb	kW	1885,061	1885,061	1885,061	1787,136	1787,136	1787,136
D1red	m	0,141	0,115	0,112	0,139	0,116	0,115
η_v	------	0,963	0,963	0,963	0,963	0,963	0,963
C_{2r}	m/s	5,881	5,755	5,881	5,881	5,881	5,881
C_{2u}	m/s	49,801	45,488	49,801	49,768	47,342	49,768
η_z	-------	76,333	76,333	76,333	76,290	76,290	76,290
Q_{total}	m3/s	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095	0,095
U_2	m/s	59,987	61,299	59,987	59,953	59,953	59,953
β_1	°	14,511	23,072	26,386	17,512	24,668	18,131
η_h	------	0,907	0,923	0,925	0,909	0,922	0,923
D_0	m	0,184	0,165	0,164	0,181	0,164	0,163
U_1	m/s	29,243	26,619	25,869	29,040	25,293	26,792
C_0	m/s	6,042	9,054	9,638	6,239	8,916	9,184
C_{1r}	m/s	7,569	11,338	12,834	9,163	11,616	8,773
μ_{zw}	-----	0,730	0,759	0,730	0,730	0,720	0,730
H_{tw}	m	304,526	284,237	304,526	304,151	289,328	304,151
H_{tr}	m	201,676	199,020	205,541	201,723	192,097	204,933
D1	m	0,156	0,142	0,138	0,155	0,135	0,143
D2	m	0,320	0,327	0,320	0,320	0,320	0,320
dcub	m	0,118	0,118	0,120	0,116	0,115	0,116
β1	°	14,511	23,072	26,386	17,512	24,668	18,131
β2	°	30,000	20,000	30,000	30,000	25,000	30,000
Z	u	7,000	6,000	7,000	7,000	6,000	7,000
b1	m	0,030	0,022	0,020	0,027	0,024	0,030
b2	m	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020	0,020
H_{totalr}	m	**1832,965**			**1815,518**		
Motores		Motor Siemens			Motor Hitachi		
η_b	------	0,730			0,770		
η_{ele}	-----	0,950			0,940		
N_{ele}	kW	1984,275			1901,208		

En la tabla 10 se obtiene como resultado que para parámetros idénticos de trabajo los impelentes de fabricación japonesa, aunque generan menor carga que los de fabricación española satisfacen las necesidades del sistema con un consumo de energía eléctrica menor.

3.5-CONCLUSIONES PARCIALES

- Se analizaron los parámetros de funcionamiento de los 9 impelentes españoles y japoneses respectivamente, encontrando diferencias constructivas en el ángulo β_2 de los impelente N° p, p y p. Dar otras diferencia constructivas como los anchos del canal de entrada etc.

- Se elaboró la metodología para el cálculo hidráulico a partir de las dimensiones físicas de los impelentes.

- Las medidas físicas de los impelentes tanto los de fabricación española como japonesa y el uso de la metodología descrita en la conclusión N°2 posibilitó encontrar diferencias en la carga y caudal que pueden entregar los impelente de diferentes fabricantes. Esto debido a diferencias entre sus dimensiones fundamentales.

- Los impelentes japoneses generan menor carga con menor consumo de potencia para iguales condiciones de explotación.

CAPÍTULO IV

4-EFECTO ECONÓMICO Y MEDIO AMBIENTAL DE LAS MODIFICACIONES EN LAS BAA.

En este capítulo se analiza el efecto económico que producen las modificaciones realizadas en las bombas de agua alimentar calderas de la CTE. “Carlos Manuel de Céspedes”, así como su efecto medio ambiental. Para ello se enfocó el análisis en tres aspectos fundamentales los cuales se exponen a continuación:

1. Análisis de los costos por mantenimiento de las instalaciones de bombeo.
2. Análisis de los costos debidos al sobreconsumo de los equipos de bombeo.
    - Consumo de energía eléctrica
    - Consumo de combustible derivado del sobreconsumo de energía eléctrica.
3. Emisión de gases de efecto invernadero (CO_2).
    - Prejuicios económicos debido a estas emisiones

4.1-COSTOS POR MANTENIMIENTOS DE LOS EQUIPOS DE BOMBEO.

El análisis de los costos por mantenimiento se logra a través de la confección de una ficha de coste por tipos de mantenimientos, que contiene todos los precios de materiales y piezas de repuesto, salarios, y otros costos indirectos que se requieran para la realización del mismo en cada sistema. Esto sirve para la confección de la orden de trabajo y la selección de un rango mínimo y máximo de costos por tipos de mantenimientos para una futura planificación de este servicio.

Se concluye que el costo de mantenimiento en el Sistema de Bomba de Agua Alimentar ha oscilado dentro del período analizado 2000 – 2017, entre los $1 012,33 y los $410 254,71.

Al analizar el comportamiento de este tipo de costo, se aprecia que el mantenimiento planificado tiene un mayor rango, pues representa el 92,71 % del costo total de mantenimiento del sistema de bombas. El resumen se muestra en la tabla 11:

Tabla 11. Costos del mantenimiento del sistema de bombas de agua alimentar (Fuente: Economía CTE. "Carlos Manuel de Céspedes").

Sistema de Bomba Agua Alimentar		
	Costo Máximo	Costo Mínimo
Averías	$25 741,27	$1012,33
Mantenimiento Planificado	$410 254,71	$30 237,40

4.2-COSTOS POR SOBRE CONSUMO DE LAS BOMBAS.

En la tabla 10 expuesta en el capítulo III se muestra el resultado de los cálculos del consumo energético de cada bomba, (original y modificada) arribando a los siguientes resultados. Dados en las tablas 12, 13 y 14.

Para los cálculos fueron necesario los siguientes datos:

- Consumo específico de combustible de la Unidad 4 (240 g/kWh generado) información obtenida de la CTE. "Carlos Manuel de Céspedes".
- Valor en dólares del kg de petróleo crudo de origen nacional (0.15 $/kg).

Tabla 12. Parámetros evaluados en la bomba con la configuración original.

Parámetro	Nomenclatura	Valor	UM
Energía eléctrica consumida	E_{elect}*h	1 901,20	kWh
Energía eléctrica consumida al año	E_{elect}/año	16 654 585,2	kWh/año
Consumo de combustible	G/h	456,29	Kg
Consumo de combustible al año	G/año	3 997,10	t
Gasto en dólares	$/h	68,44	$
Gasto en dólares al año	$/año	599 565,00	$/año

Tabla 13. Parámetros evaluados en la bomba con la configuración modificada.

Parámetro	Nomenclatura	Valor	UM
Energía eléctrica consumida	E_{elect}*h	1 984,27	kWh
Energía eléctrica consumida al año	E_{elect}/año	17 382 247,7	kWh/año
Consumo de combustible	G/h	476,22	kg
Consumo de combustible al año	G/año	4 171 739,45	t
Gasto en dólares	$/h	71,43	$
Gasto en dólares al año	$/año	625.760,91	$/año

En la siguiente tabla se expone el efecto económico de las modificaciones realizadas en las bombas de agua de alimentar calderas. Para ello se tomó en cuenta el incremento de los parámetros calculados en la tabla 13 con respecto a los de la tabla 12.

Nota. Se toma en consideración para este análisis una sola bomba en funcionamiento.

Tabla 14. Diferencia en los parámetros de las bombas en operación actualmente a los parámetros de operación en su inicio.

Parámetro	Nomenclatura	Valor	UM
Energía eléctrica consumida	E_{elect}*h	83,06	kWh
Energía eléctrica consumida al año	E_{elect}/año	727 662,48	kWh/año
Consumo de combustible	G/h	19,93	kg/h
Consumo de combustible al año	G/año	174 638,99	t
Gasto en dólares	$/h	2,99	$/h
Gasto en dólares al año	$/año	26 195,85	$/año

Teniendo en cuenta que para condiciones normales de operación de la planta (generando 158 MWh) se encuentran en funcionamiento dos de sus tres bombas por lo que asciende la cifra de los parámetros expuestos en la tabla anterior en el orden de los $ 50.000,00 en el año.

4.3-EFECTO MEDIO AMBIENTAL Y SU INFLUENCIA ECONÓMICA.

Se analiza en esta investigación el efecto medio ambiental derivado de las modificaciones realizadas en las bombas. Esto se debe a que por cada kWh generado se emiten 0,70 kg de CO_2 a la atmósfera, siendo un gas de efecto invernadero, esto sin tomar en cuenta la emisión de otros gases como SO_2, CO, y partículas sólidas. Si se tiene en cuenta que al año se consumen 727 662,48 kWh debido al sobre consumo de las bombas, se emite a la atmósfera un total de 509 363,73 kg de CO_2, lo que influye en la economía debido a que la tasa por emisiones de gases de efecto invernadero en este caso CO_2 es de $ 1,7 por kg de este gas. Esto se traduce a $ 865 918,34 al año.

4.4-CONCLUSIONES PARCIALES.

1. El análisis económico por concepto de mantenimiento permita apreciar cambios que van desde $25 741,27 por concepto de averías, hasta $410 254,71 por mantenimiento planificado.
2. El gasto económico asciende aproximadamente a la cifra de $50 000,00 con el uso de los repuestos españoles y el motor Siemens.
3. Las emisiones de CO_2 y otros gases contaminantes aumenta considerablemente.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

1. El estudio realizado muestra que el sobre consumo de energía eléctrica en las bombas de agua de alimentar está dado por diferencias constructivas entre los impelentes originales de la marca Hitachi y los comprados como repuesto a la firma española. Contribuye al sobreconsumo de energía que los motores marca Siemens tienen un ligero incremento en las revoluciones de trabajo respecto a los originales de la marca Hitachi.
2. Las alteraciones planteadas en las conclusión N°1 hacen que la bomba operando con repuestos de origen español y motor Siemens entregue una mayor carga (1 832,96 m) y caudal (0,1511 m^3/s) que la máquina original, lo que obliga a una operación con estrangulamiento. Práctica de explotación que no resulta eficiente.
3. Una vía para reducir el sobre consumo de energía es el realizar, bajo un estudio muy riguroso, un recorte de impelentes para lograr los parámetros originales de operación.
4. El trabajo desarrollado ofrece, soportado en el programa Excel, la metodología de cálculo para la elaboración de la característica hidráulica del sistema de tubería y poder obtener con exactitud el punto de operación real que entrega la máquina.
5. El desarrollo de la metodología de cálculo de las características hidráulicas de la bomba de agua de alimentar a partir de las dimensiones físicas del impelente proporciona una útil herramienta para determinar cambio de comportamiento por variaciones en los parámetros constructivos del impelente.
6. El uso de los repuestos españoles y la sustitución de motores ocasionan a la CTE. “Carlos Manuel de Céspedes” un sobre consumo de energía de 727 662,48 kWh/año, que provoca un incremento en el consumo de combustible en la propia central de 174 638,99 t de combustible/año con un costo de 26 195,85 $/año y un impacto ecológico por emisiones de CO_2 al medio de 509 363,73 kg/año aproximadamente por cada bomba en uso.

RECOMENDACIONES

RECOMENDACIONES

1. Continuar este análisis no solo en los componentes mecánicos de la bomba sino también en los eléctricos, tal es el caso del motor.
2. Realizar un estudio de la influencia o no de las modificaciones realizadas a los impelentes así como su actual distribución dentro de la voluta en el consumo de energía de la bomba.
3. Expandir este tipo de análisis a las restantes termoeléctricas del país para optimizar los procesos de generación de energía eléctrica.
4. Implementar el uso de variadores de frecuencia como método de regulación de flujo con el objetivo de disminuir el consumo de energía eléctrica de las bombas.

BIBLIOGRAFÍA

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Anagnostopoulos. (2009). A fast numerical method for flow analysis and blade design in centrifugal pump impellers he evolution of pumps design simulation. Computer & Fluids (38), 284-289.

Bachus, L. y Custodio, B. (2003). Know and Understand Centrifugal Pump. Elsevier Ltd.

Belenguer. (1 de abril de 2008). Oil Production. Consultado el 15 de abril de 2017, de http://www.oilproduction.net/cms/files/euler_turbobombas.pdf.

Borroto, A. (1998). El verdadero costo de la energía. *Revista Mundo Eléctrico Colombiano*, Vol.12, No.32, pp. 134-138.

Cherkasski, V.M (1986). Bombas, ventiladores, compresores. Moscú: Editorial Mir.

Church, A.H. (1987). Bombas y máquinas soplantes centrífugas. La Habana: Ediciones Revolucionarias.

Delgado, Y. (2014). Estudio de factibilidad técnico- económica de regulación de la capacidad con variadores de frecuencia de las bombas de agua de alimentar de la CTE. “Carlos Manuel de Céspedes”. (Tesis en opción al título de Ingeniería Mecánica no publicada). Cienfuegos.: Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”.

Dfleiderer, C. (1960). Bombas centrífugas y turbocompresores. España: Editorial Labor. S.A.

Dobrovolski, V. (1970). Elementos de máquina. Moscú: Editorial Mir.

Domínguez, P. L. H., Puig, M. C., Iznaga, J. M. D. O. y García, S. F. F. (2008). Optimización del mantenimiento preventivo utilizando las técnicas de diagnóstico integral. Fundamento teórico práctico. *Ingeniería Energética*, 29(2), 14-25.

Fox. (2008). Applied regression analysis and generalized linear models. SAGE Publications Inc.

García, A. (2013). Características de los equipos principales instalados en las plantas térmicas. URQUIZA: M.M.C.

Girdhar, M. O. (2005). Practical Centrifugal Pumps Design, Operation and Maintenance. Elsevier.

González, O. (23 de Julio de 2013). Termoeléctrica ¨Carlos Manuel de Céspedes: la más confiable¨. *Trabajadores*. pág.3.

Gülich, J. F. (2008). Centrifugal pumps. Springer-Verlad.

Hydraulic Institue. (2009). A brief history of Pumps. World Pumps Magazine, 1.

Hydraulic Institute. (2008). Pumps selection considerations. World Pumps Magazine, 38-39.

Hydraulic Institute. (2006). Pumps systems matter part 1. World Pumps Magazine, 44-46.

Hydraulic Institute. (2008). Select an energy efficient centrifugal pump. World Pumps Magazine, 38-39.

Hydraulic Institute. (2004). Variable Speed Pumping: A guide to successful applications.

Karassik, I. (2008). Pump Handbook. 4th edition. Mc Graw Hill.

Kaya D, A. E. (2008). Energy Efficiency in pumps. Energy Conversion and Management, Enero (49), 1662 1673.

Khin C, M. M. (2008). Design and Performance Analysis of Centrifugal Pump. World Academy of Science, Engineering and Technology, 2.3 (46), 422-429.

Larralde, E. y Ocampo, R. (2010). Centrifugal pump selection process. World Pumps, February (2), 28-28.

Lobanoff, R. R. (1992). Centrifugal Pumps Design & Application. Gulf Professional Publishing an Imprint of Butterworth-Heinemann.

López, A (12 de Agosto de 2014). Presente y futuro de la Energía Eléctrica en Cuba. (R. Falcón, Entrevistador.)

Marchegiani, A. R. (2004). Bombas centrifugas.

Mataix. (2005). Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas – Segunda edición. Alfaomega Grupo Editor.

Monteagudo, J. y Sarría López, B. (2002). Máquinas de Caudal. Eficiencia en su aplicación. Cienfuegos: Centro de estudios de energía y medio ambiente, Facultad de Ingeniería Mecánica, Universidad de Cienfuegos.

Morejón, A. (2015). Sistema experto para el diagnóstico de fallos en bombas de agua de alimentar calderas (Tesis en opción al título de Ingeniería Mecánica no publicada). Santa Clara.: Universidad “Marta Abreu” de las Villas.

Mott, R. (2006). Mecánica de Fluidos. Sexta edición. Mexico: Pearson Educación.

Mustafa, G. y Yasar, P. (2005). Investigation of performance characteristics in a pump impeller with low blade discharge angle. September.

Nekrasov, B. (1968). Hidráulica. Moscú: Mir.

Nelik, L. (1999). Centrifugal y Rotary Pumps: Fundamentals with applications. CRC Press.

Stepanoff. (1957). Centrifugal and Axial Flow Pump – Second Edition. Wiley.

Suárez, J.A., Beaton, P.A. y Faxas, R. (2011). Estado y perspectiva de la energía fósil en Cuba. Revista "Tecnología Química", abril- mayo, 88-94.

Tuzson. (2000). Centrifugal pump design. John Wiley y Sons.

Volk. (2005). Pumps Characteristics and Applications 2nd Edition. Taylor y Francis Group CRC Press.

WILO SE (2005). Principios fundamentales de la tecnología de las bombas centrífugas. Dortmund.

World Pumps. (2002). Do we know the attainable efficiency of centrifugal pumps better? World Pumps (424), 24-29.

Wulfinghoff. (1999). Pump Energy Consumption. In Energy Efficiency Manual (pp. 327-329; 11481157). Energy Institute Press.

Yaşar, P. M. (2005). Investigation of performance characteristics in a pump impeller with low blade discharge angle. September.

ANEXOS

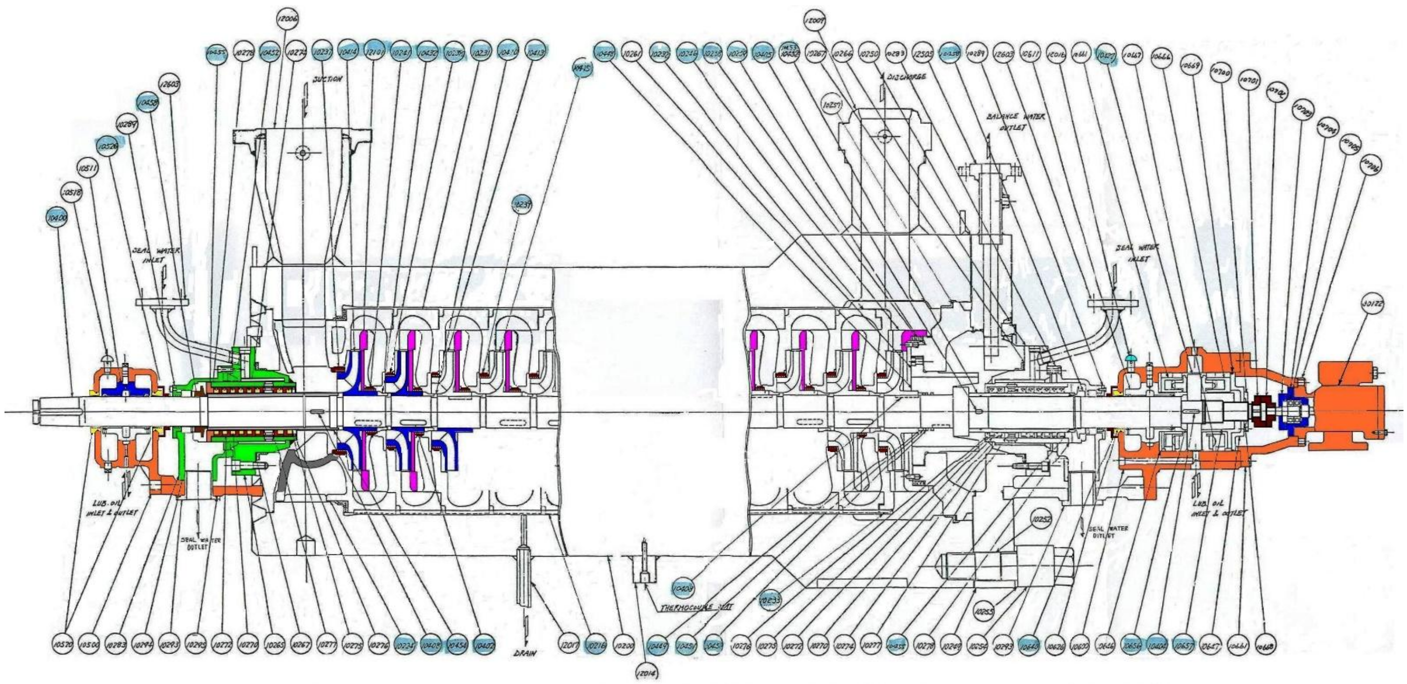
ANEXO I

Tabla 15. Parámetros de trabajos del generador de vapor de la CTE. ``Carlos Manuel de Céspedes´´.

Parámetros técnicos fundamentales de los generadores de vapor de la Central Termoeléctrica de Cienfuegos.

Condiciones técnicas	Valor
Salida del sobrecalentador	535 t/h
Salida del recalentador	455 t/h
Presión de vapor a régimen máximo continuo	
Salida del sobrecalentador	131 kgf/cm2
Salida del recalentador	30 kgf/cm2
Temperatura del vapor a régimen máximo continuo	
Salida del sobrecalentador	540 °C
Salida del recalentador	540 °C
Temperatura del agua de alimentar.	
Entrada del economizador	263 °C
Salida del economizador	295 °C
Combustible	petróleo
Sistema de horno	presurizado
Régimen químico de caldera.	
Total de sólidos sílica	<50ppm
Fosfato de sodio	2 a 5ppm
PH	9.5-10

ANEXO II



No.	NAME OF PARTS	MATERIAL	NO.	NAME OF PARTS	MATERIAL	NO.	NAME OF PARTS	MATERIAL	NO.	NAME OF PARTS	MATERIAL	NO.	NAME OF PARTS	MATERIAL
10200	OUTER CASING (Barrel casing)	FORGED STEEL	10261	PRESSURE REDUCING BUSHING	17Cr STEEL	10400	SHAFT	13Cr STEEL	10455	SQUARE PACKING	SEMI METTALLIC PACKING	10662	KINGSBURY SHOE	[illegible]
10232	STAGE (8S)	13Cr CAST STEEL	10265	PRESSURE REDUCING CASE	13Cr-Mo STEEL	10415	IMPELLER (4-9)	13Cr CAST STEEL	10458	LOCKING NUT	13Cr STEEL	10668	SEAL RING	BRONZE
10216	ASSEMBLY RAIL	13Cr STEEL	10266	PRESSURE REDUCING CASE	13Cr-Mo STEEL	10402	FLAT KEY	13Cr STEEL	10453	SEALING SLEEVE (DISCHARGE)	13Cr-Mo STEEL WITH CHROME-PLATED	10669	RING	ANTI-OIL RUBBER
10224	STAGE (SUCTION) (Inner casing)	13Cr CAST STEEL	10267	SPIRAL WOUND GASKET	18-8 Cr-Ni STEEL ASBESTOS	10403	FLAT KEY	13Cr STEEL	10500	BEARING HOUSING	CAST STEEL	10700	OUTER RETAINER	CARBON STEEL
10231	STAGE (2S~7S) (Inner casing)	13Cr CAST STEEL	10257	SPIRAL WOUND GASKET	18-8 Cr-Ni STEEL ASBESTOS	10404	FLAT KEY	13Cr STEEL	10511	RADIAL BEARING	CARBON STEEL WITH BABBITTED	10701	COUPLING	GRAY IRON CASTING
10233	STAGE (9S) (Inner casing)	13Cr CAST STEEL	10270	SEAL RING	17Cr STEEL	10405	FLAT KEY	13Cr STEEL	10518	BREATHING PLUG	CARBON STEEL	10707	COUPLING	GRAY IRON CASTING
10237	CASING RING (SUCTION)	13Cr STEEL	10272	RETAINER	13Cr STEEL	10408	FLAT KEY	13Cr STEEL	10520	BAFFLE	BRONZE	10703	COVER	CARBON STEEL
10241	STAGE BUSHING	13Cr STEEL	10274	WAVE SPRING	17-7Cr-Ni STEEL	10427	THRUST COLLER	CARBON STEEL	10526	DEFLECTOR	BRONZE	10704	FRONT COVER	GRAY IRON CASTING
10246	DIFFUSER (END)	13Cr CAST STEEL	10275	RING	13Cr STEEL	10410	SPLIT-RING	13Cr STEEL	10611	RADIAL BEARING	CARBON STEEL WITH BABBITTED	10705	BALL BEARING	[illegible]
10249	CASING COVER	FORGED STEEL	10276	SPIRAL WOUND GASKET	18-8Cr-Ni STEEL ASBESTOS	10413	IMPELLER (2-3)	13Cr CAST STEEL	10600	THRUST BEARING HOUSING	CAST STEEL	10706	PUMP CASING	GRAY IRON CASTING
10250	CASING LINER	CARBON STEEL	10277	LANTERN RING	13Cr STEEL	10414	IMPELLER (SUCTION)	13Cr CAST STEEL	10626	BAFFLE	BRONZE	12006	SUCTION NOZZLE	CARBON STEEL
10238	CASING RING (Wearing Ring) (2~1)	13Cr STEEL	10278	GLAND COVER	13Cr STEEL	10432	SPACER SLEEVE	13Cr STEEL	10640	DEFLECTOR	BRONZE	12007	DISCHARGE NOZZLE	FORGED STEEL
10252	STUD	Cr-Mo STEEL				10448	PRESSUR REDUCING SLEEVE	17Cr STEEL	10646	INNER RETAINER	CARBON STEEL	12016	BREATHING PLUG	CARBON STEEL
10254	BOX NUT	Cr-Mo STEEL	10283	LEAKAGE HOUSING	CAST STEEL	10449	PACKING RING	13Cr STEEL	10647	OUTER RETAINER	CARBON STEEL	12017	WARMING PIPE	CARBON STEEL
10255	PLAIN WASHER	Cr-Mo STEEL	10289	BAFFLE	BRONZE	10450	PACKING RING	13 Cr STEEL	10656	ADJUSTING RING	13Cr STEEL	12101	DIFFUSER	13Cr CAST STEEL
10219	CASING RING (Wearing Ring) (4~9)	13 Cr STEEL	10293	DRAIN	CAST STEEL	10451	"O" RING	VITON	10657	THRUST NUT	CARBON STEEL			
10258	SPIRAL WOUND GASKET	18-8 Cr-Ni STEEL ASBESTOS	10294	"O" RING	VITON	10452	SEALING SLEEVE (SUCTION)	13Cr-Mo STEEL WITH CHROME-PLATED	10661	SPACER	GRAY CAST IRON	12505	ROTOR BALANCING PIPE FLANGE	18-8Cr-Ni STEEL
10259	GASKET SPACER	13Cr STEEL	10295	"O" RING	VITON	10454	SPACER SLEEVE	13Cr STEEL	10666	KINGSBURY BEARING	CARBON STEEL	12603	SEAL INJECTION FLANGE	13Cr-Mo STEEL
									10122	SCREW PUMP		12014	SEAT	CARBON STEEL

Plano 1 Ensamble general de la bomba de agua de alimentar CTE. ``Carlos Manuel de Céspedes´´.

ANEXO III

Tabla 16. Especificaciones de la bomba de agua de alimentar.

Especificaciones de la bomba de alimentación

Condiciones técnicas	Valor
Tipo	Barril horizontal de etapas múltiples
Número de pasos	9
Capacidad	290 ton/h
Flujo mínimo	100 ton/h
Presión de descarga	160 kg/cm2
Presión de succión	10 kg/cm2
Temperatura del agua de alimentar	177,9°C
Flujo de calentamiento	2,5 m3/h
Velocidad	3 570 r.p.m.
Flujo de balance del rotor	14,1 ton/h

Tabla 17. Parámetros de trabajo del motor.

Operationing and Installation Data:

Rated-			
-power	P_N:	1850	kW
-voltage	U_N:	6000	V +10%/-10%
-frequency	f_N:	60	Hz
-current	I_N:	210	A
-speed	n_N:	3582	1/min
-torque	M_N:	4932	Nm
Power factor	cos φ:	0.88	

ANEXO IV

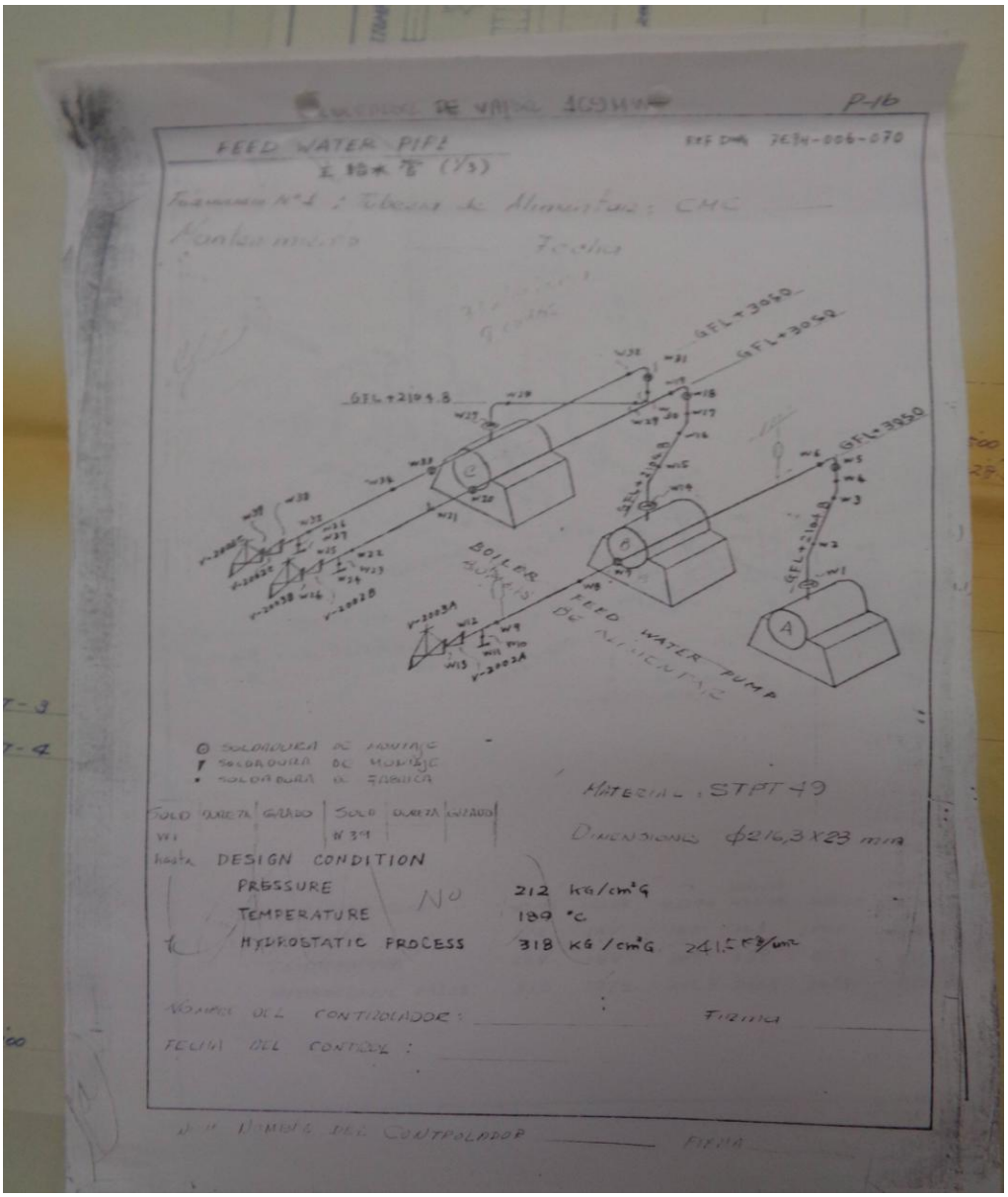


Ilustración 1. Plano de la primera sección de descarga de las bombas (de las bombas al cabezal).

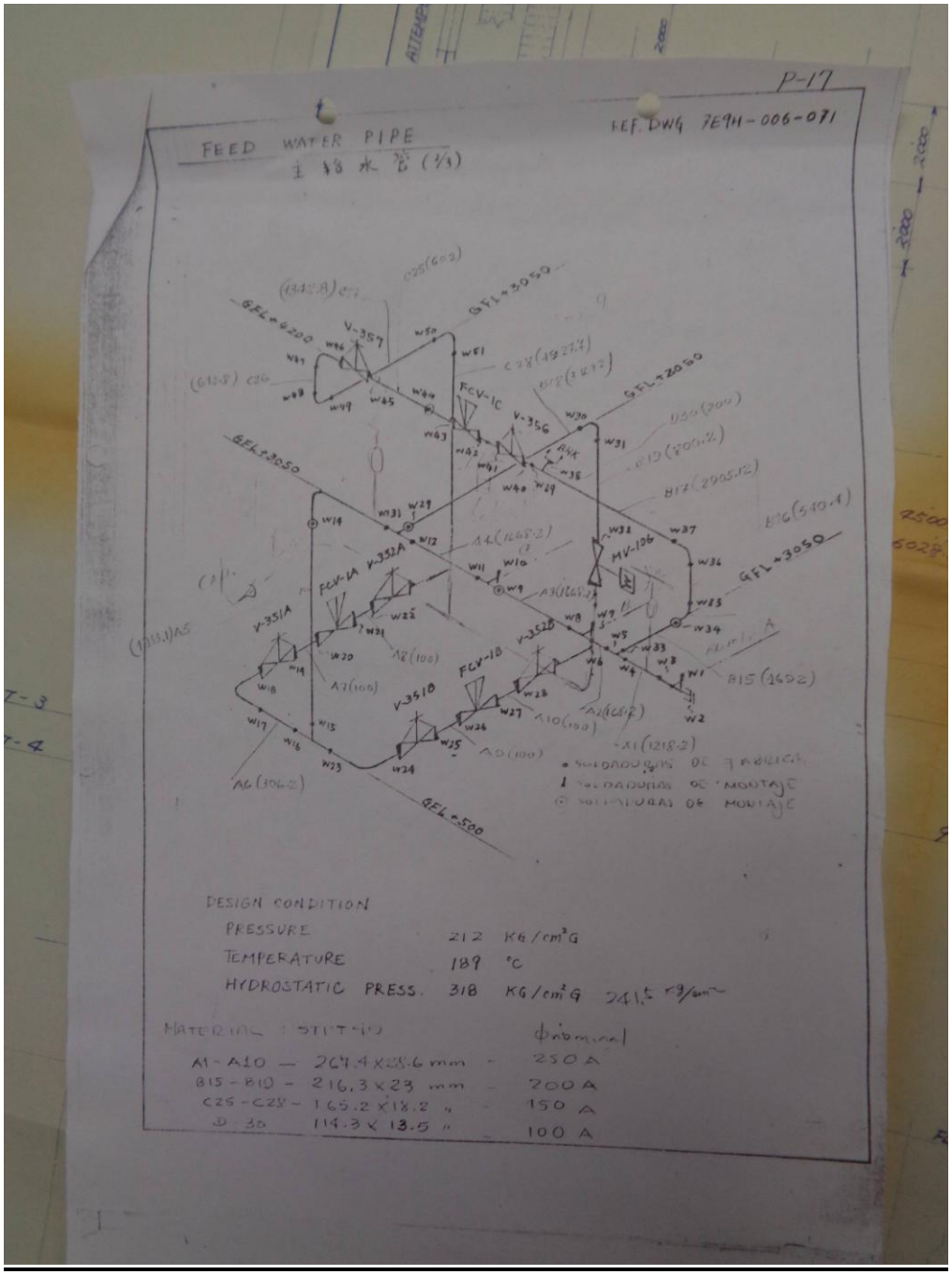


Ilustración 2. Plano desde la salida del cabezal a los calentadores de alta presión (CAP).

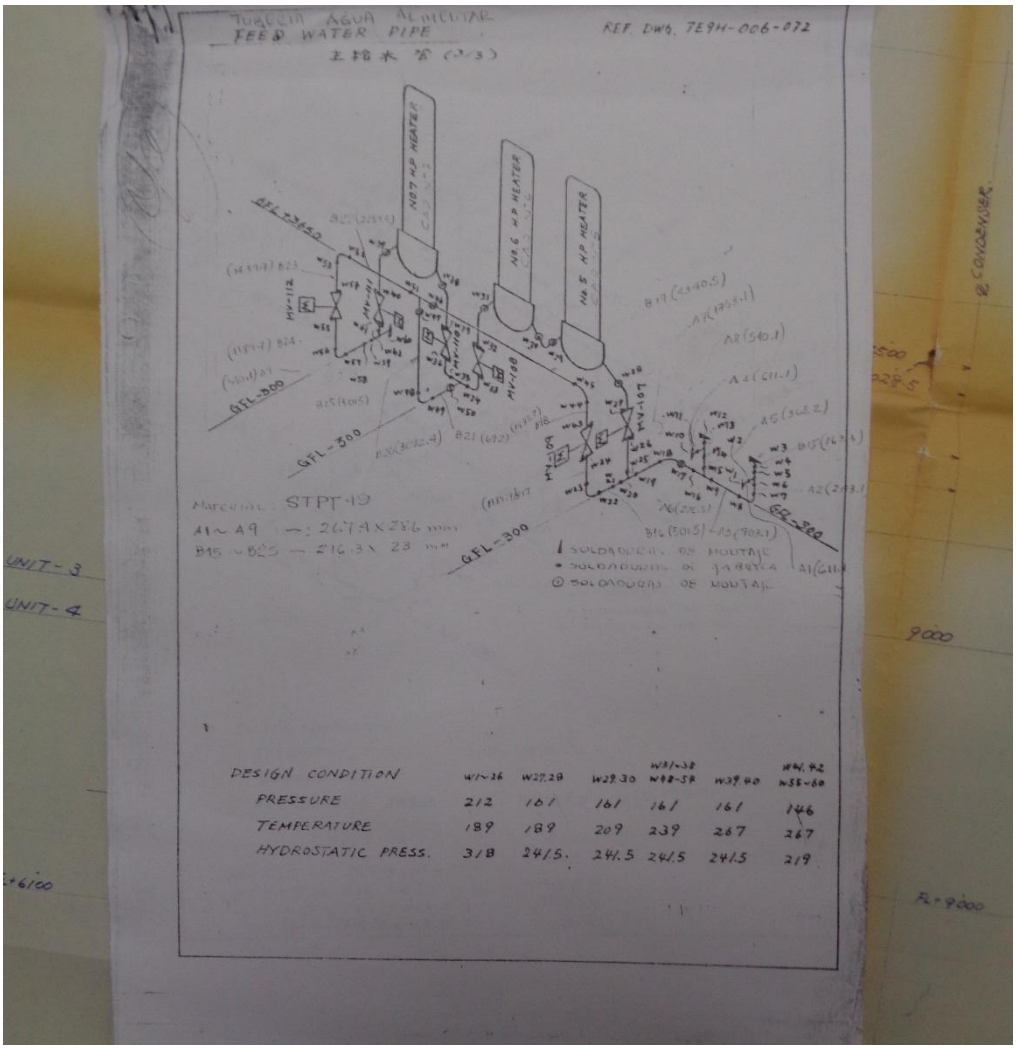


Ilustración 3. Plano de los calentadores de alta presión.

ANEXO V

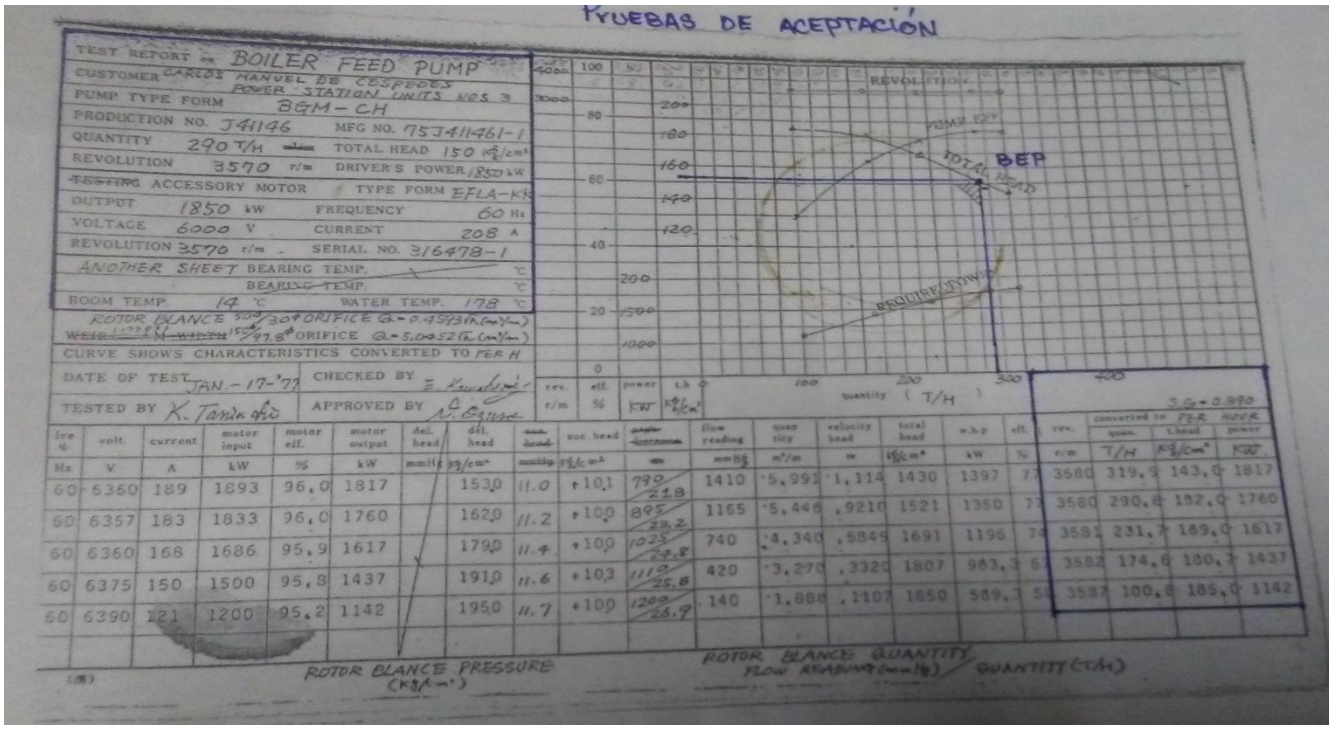


Ilustración 4. Pruebas de aceptación de las bombas.

ANEXO VI

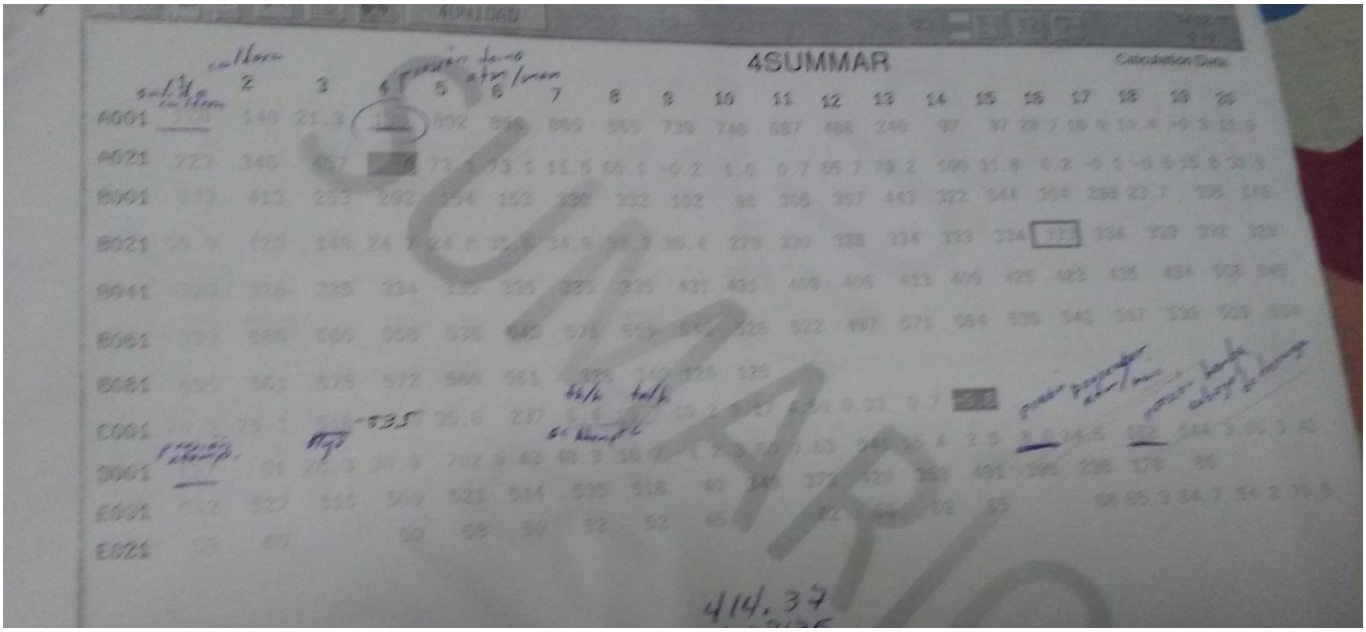


Ilustración 5. Hoja de control de mediciones (Sumario)

ANEXO VII

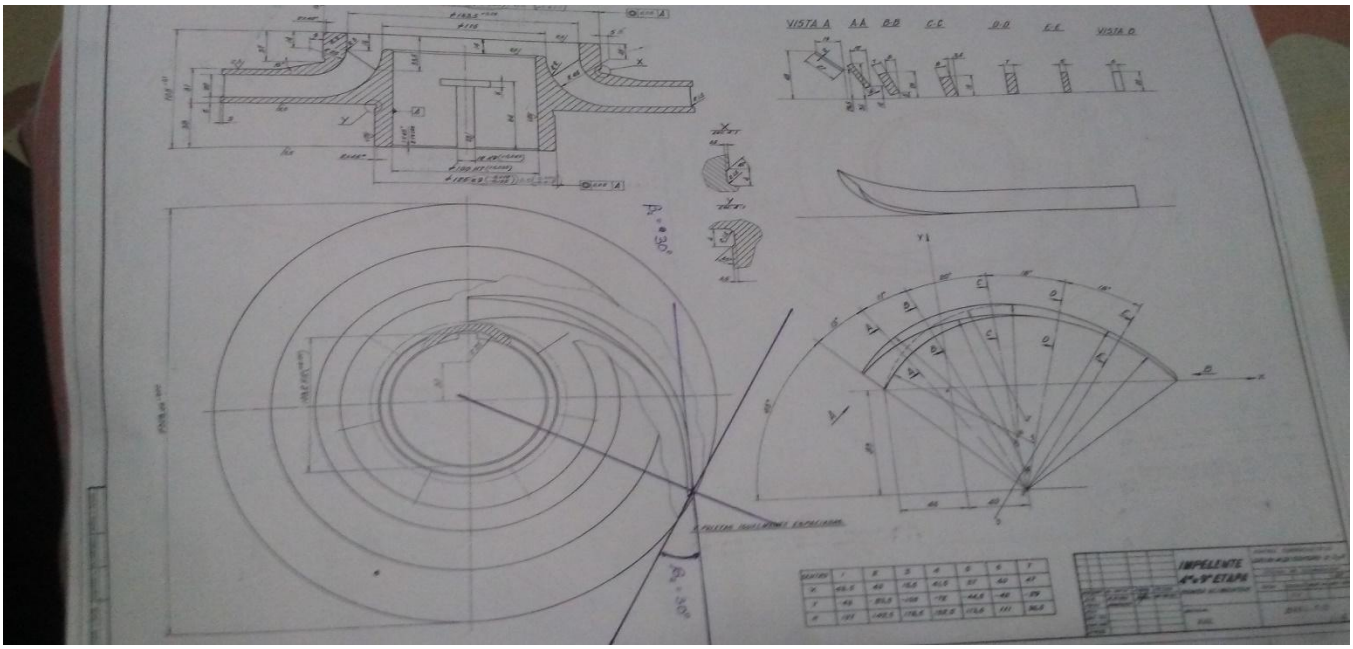


Ilustración 6. Plano del impelente. Etapa 4-9, (Español)

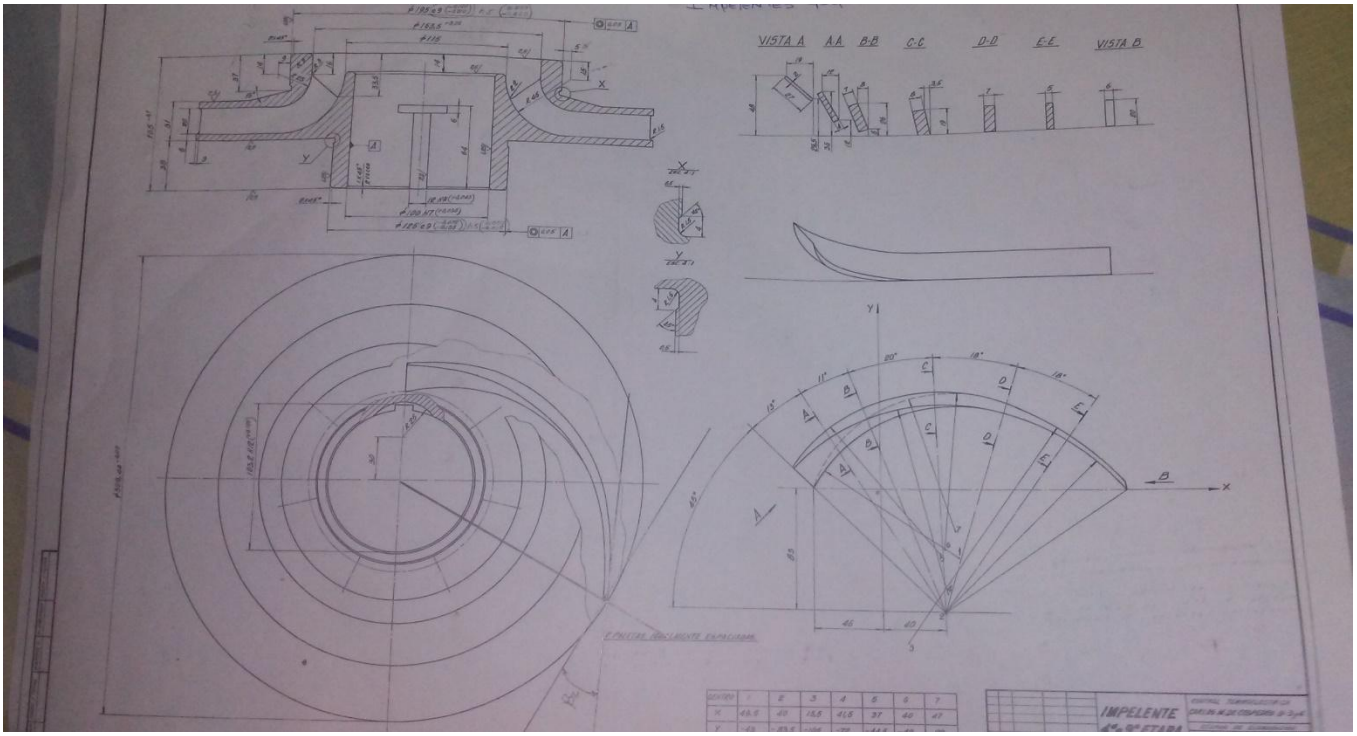


Ilustración 7. Plano del impelente, Etapa 4-9 (Español)

ANEXO VIII

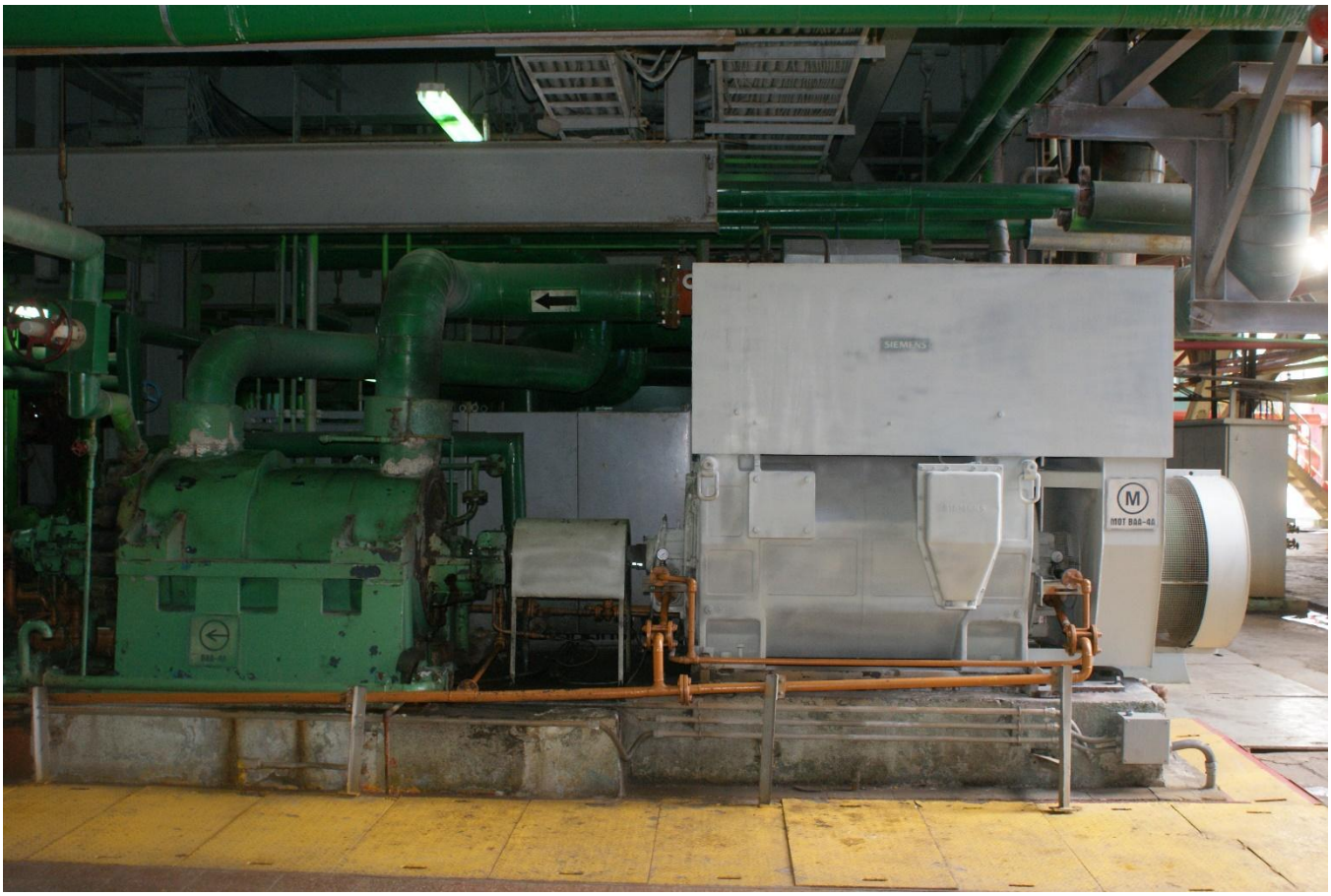


Ilustración 8. Bomba de agua de alimentar CTE. ''Carlos Manuel de Céspedes"

ANEXO IX

Ilustración 9. Impelentes en el árbol de la bomba.

ANEXO X

Ilustración 10. Motor marca Siemens acoplado a la bomba

Ilustración 11. Motor marca Hitachi

ANEXO XI

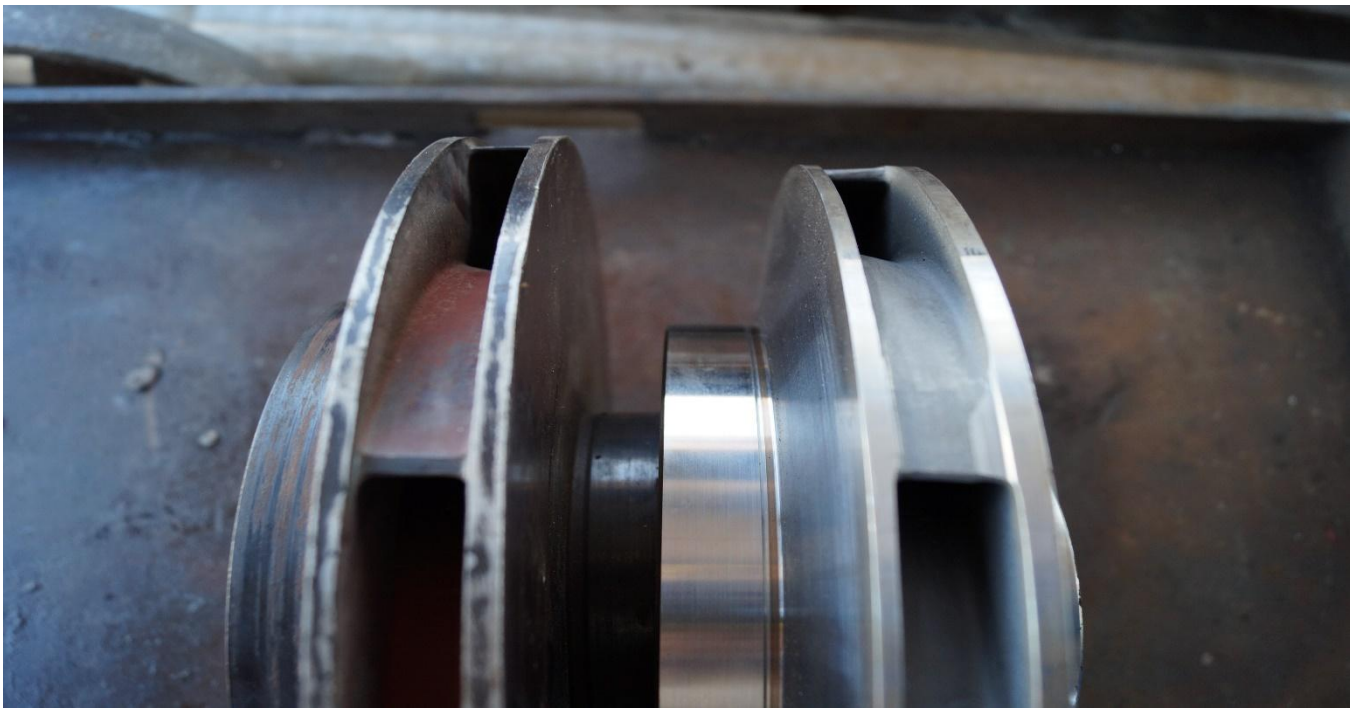


Ilustración 12. Impelente japonés y español respectivamente.

.

Ilustración 13. Impelente durante el proceso de balanceado

ANEXO XII

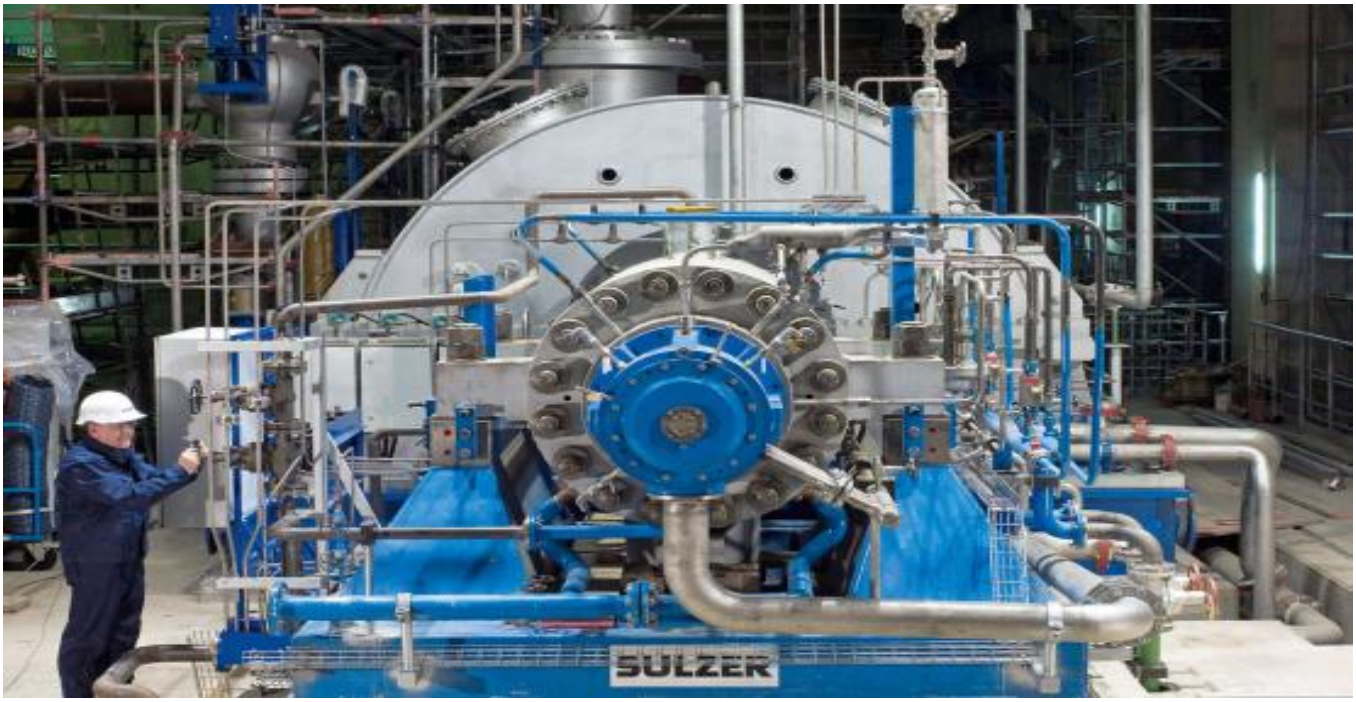


Ilustración 14. Bomba centrífuga multietápica de alta capacidad (1)

Ilustración 15. Bomba centrifuga multietápica de alta capacidad (2)