

Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”

Facultad de Ingeniería Mecánica



Determinación de las causas de incumplimiento de las normas de insumo en la CTE “Carlos Manuel de Céspedes”.

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico.

Autor: Osvaldo Mur González

Tutor: Ing. Marcos M. Consuegra Urquiza.

Dr. José P. Monteagudo Yáñez.

Junio 2 011

“Año 53 de la Revolución”

AGRADECIMIENTOS

- *Especialmente a mis padres, que me apoyaron y ayudaron siempre con la meta de convertirme en un profesional.*
- *A mis hermanos por ayudarme incondicionalmente en todo desde el principio.*
- *A mis tutores Dr. José P. Monteagudo y especialmente a Marcos Consuegra quien estuvo a todo momento para responder todas mis dudas.*
- *A todos mis amigos y amigas que de una manera u otra me apoyaron.*
- *A mi novia por alentarme desde que comencé a trabajar en la tesis.*

DEDICATORIA

➤ *A mis padres, hermanos y a mi tía abuela Curra que en paz descanse.*

SINTESIS

En el presente trabajo se muestran las características de los equipos que inciden en el insumo de las plantas térmicas, el que representa de un 4 a un 6% de la producción total. Se determinaron los equipos mayores consumidores de energía de una Central Termoeléctrica (CTE), donde se destacan las bombas de agua de alimentar calderas, los ventiladores de tiro forzado y las bombas de circulación. Se hizo un análisis de los datos estadísticos del insumo de los equipos mayores consumidores de la Unidad # 3 y 4 en la CTE "Carlos M. de Céspedes" del 2 000 hasta el 2 010. Donde se pudo constatar una tendencia creciente al aumento del mismo, con valores que alcanzan el 7,8% en la Unidad # 3 y un comportamiento creciente pero con una pendiente más pequeña en la Unidad # 4 con un valor máximo de 6.97%. Se determinaron los equipos que más inciden en el insumo, donde se destacan las bombas de agua de alimentación con un 45% del consumo total de todos los equipos. Se tomo el mejor año del factor de insumo de las bombas de agua de alimentación (B.A.A) en cada unidad y se hizo un modelo matemático con inteligencia artificial y redes neuronales para controlar el consumo de las mismas y se comparó con el año 2 010. Se hicieron pruebas en condiciones de campo a la B.A.A – 3C y los resultados fueron comparados con los parámetros del fabricante, obteniéndose un sobreconsumo de 80 kW y una disminución de la eficiencia en un 9%. Las causas están provocadas por un desgaste del equipo y el sistema.

TABLA DE CONTENIDO

Pág.

| | |
|--|-----------|
| Introducción..... | 1 |
| Problema de Investigación | 1 |
| Hipótesis de la Investigación..... | 1 |
| Objetivo General | 1 |
| Objetivos específicos | 1 |
| Capítulo 1: Revisión bibliográfica..... | 4 |
| 1.1 Plantas Termoeléctricas..... | 4 |
| 1.2 Características del insumo en las plantas térmicas. | 6 |
| 1.3 Características de los equipos que inciden en el insumo en las plantas térmicas..... | 6 |
| 1.3.1 Bombas de Alimentación..... | 6 |
| 1.3.1.1 Características energéticas de las Bombas de Agua de Alimentar y los bloques energéticos. Régimen variable de su funcionamiento. | 9 |
| 1.3.1.2 Bombas de Alimentación de bloque energético de 30 MPa. | 11 |
| 1.3.2 Bombas de Condensado. | 13 |
| 1.3.3 Bombas de Circulación..... | 15 |
| 1.3.4 Ventiladores de Tiro Forzado. | 16 |
| 1.4 Características de los equipos que inciden en el insumo en las Unidades # 3 y 4 de la CTE “Carlos M. de Céspedes” | 19 |
| 1.4.1 Bombas de Agua de Alimentación..... | 19 |
| 1.4.1.1 Especificaciones de la Bomba de Alimentación. | 20 |
| 1.4.1.2 Especificaciones del motor de la Bomba de Alimentación. | 21 |
| 1.4.1.3 Dispositivo de balance. Chumacera de empuje. | 21 |
| 1.4.1.4 Sistema de agua de sellaje de la Bomba de Alimentación. | 21 |
| 1.4.1.5 Sistema de lubricación de la Bomba de Alimentación. | 22 |
| 1.4.2 Ventiladores de Tiro Forzado. | 23 |

| | | |
|--|--|-----------|
| 1.4.2.1 | Parámetros del Ventilador de Tiro Forzado. | 23 |
| 1.4.3 | Bombas de Condensado. | 23 |
| 1.4.3.1 | Especificaciones de la Bomba de Condensado. | 24 |
| 1.4.3.2 | Especificaciones del motor de la Bomba de Condensado. | 24 |
| 1.4.4 | Bombas de Circulación. | 24 |
| 1.4.4.1 | Especificaciones de la Bomba de Circulación. | 25 |
| 1.4.4.2 | Especificaciones del motor de la Bomba de Circulación. | 25 |
| Conclusiones Parciales I | | 26 |
| Capítulo 2: Análisis del comportamiento del Insumo de la CTE “Carlos M. de Céspedes” desde el 2 000 hasta el 2 010. | | 28 |
| 2.1 | Análisis del comportamiento en el tiempo la Generación Bruta y del Insumo de las Unidades # 3 y 4 de la CTE. | 28 |
| 2.2 | Análisis del insumo por equipos de las Unidades # 3 y 4. | 32 |
| 2.2.1 | Insumo de los equipos de la Unidad # 3 organizados en un diagrama de pareto. | 32 |
| 2.2.2 | Insumo de los equipos de la Unidad # 4 organizados en un diagrama de pareto. | 35 |
| 2.3 | Comportamiento del consumo de las B.A.A de la Unidad # 3 y 4 del 2 000 hasta el 2 010. | 37 |
| Conclusiones Parciales II | | 41 |
| Capítulo 3: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial. | | 43 |
| 3.1 | Consideraciones Generales para las Pruebas de las Bombas. | 43 |
| 3.2 | Modelos para controlar el consumo diario promedio de las B.A.A. | 47 |
| 3.3 | Aplicación de un procedimiento para la obtención de las curvas energéticas de las Bombas Centrífugas en condiciones de campo a la B.A.A – 3C. | 52 |

| | |
|--|-----------|
| 3.4 Método para controlar el sobreconsumo de las B.A.A con el uso de Inteligencia Artificial..... | 57 |
| <i>Conclusiones Parciales III</i> | 59 |
| <i>Conclusiones</i>..... | 61 |
| <i>Recomendaciones</i>..... | 63 |
| <i>Bibliografía</i>..... | 65 |

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

El insumo de las plantas térmicas constituye del 4 al 6 % de la generación bruta total. Las bombas de agua de alimentar caldera pueden llegar a consumir hasta una 2 % o más de dicha generación, constituyendo así los equipos más consumidores. Estos presentan en la actualidad desgastes propios de muchos años de explotación que han conllevado a un aumento de su consumo. El uso de técnicas de inteligencia artificial permite detectar con facilidad y rapidez deterioros en parámetros de operación que reflejan un incremento en el consumo de estos equipos, permitiendo así realizar mantenimientos según la condición y disminuir los sobreconsumos y el impacto medio ambiental asociado a la quema de combustibles fósiles.

Problema de Investigación

La CTE “Carlos Manuel de Céspedes” presenta sobreconsumo de energía en los equipos mayores consumidores dentro del ciclo térmico, lo cual lleva a incumplimientos de las normas de insumo de la planta, reducción de sus índices técnicos y afectaciones salariales al personal de las unidades.

Hipótesis de la Investigación

El incremento del insumo se achaca al envejecimiento del equipamiento y las áreas de explotación. No siempre se han identificado las causas reales del insumo, ni su cuantía. Determinar las causas del sobreconsumo en los equipos principales del ciclo que presentan incremento en sus indicadores, posibilitará la toma de decisiones técnicas que mantengan en el rango el valor del indicador.

Objetivo General

- Determinar las causas técnicas del sobreconsumo en los equipos mayores consumidores y definir formas adecuadas de solución.

Objetivos específicos

1. Estado y las principales causas del incremento del insumo en las CTE.
2. Situación de las variaciones del insumo en la CTE “Carlos Manuel de Céspedes” en el período 2000 – 2010.

Introducción

3. Determinación de las causas del incremento del insumo en los equipos mayores consumidores.

CAPITULO I

CAPITULO 1: REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA.

1.1 Plantas Termoeléctricas.

Se denominan plantas termoeléctricas clásicas o convencionales aquellas plantas que producen energía eléctrica a partir de la combustión de carbón, fuel-oil o gas en una caldera diseñada al efecto. El apelativo de "clásicas" o "convencionales" sirve para diferenciarlas de otros tipos de plantas termoeléctricas (nucleares y solares, por ejemplo), las cuales generan electricidad a partir de un ciclo termodinámico, pero mediante fuentes energéticas distintas de los combustibles fósiles empleados en la producción de energía eléctrica desde hace décadas y, sobre todo, con tecnologías diferentes y mucho más recientes que las de las plantas termoeléctricas clásicas.

Independientemente de cuál sea el combustible fósil que utilicen (fuel-oil, carbón o gas), el esquema de funcionamiento de todas las plantas termoeléctricas clásicas es prácticamente el mismo. Las únicas diferencias consisten en el distinto tratamiento previo que sufre el combustible antes de ser inyectado en la caldera y en el diseño de los quemadores de la misma, que varían según sea el tipo de combustible empleado.

Una planta termoeléctrica clásica posee, dentro del propio recinto de la planta, sistemas de almacenamiento del combustible que utiliza (parque de carbón, depósitos de fuel-oil) para asegurar que se dispone permanentemente de una adecuada cantidad de éste. Si se trata de una planta termoeléctrica de carbón (hulla, antracita, lignito,...) es previamente triturado en molinos pulverizadores hasta quedar convertido en un polvo muy fino para facilitar su combustión. De los molinos es enviado a la caldera de la planta mediante chorro de aire precalentado. Si es una planta termoeléctrica de fuel-oil, éste es precalentado para que fluidifique, siendo inyectado posteriormente en quemadores adecuados a este tipo de combustible. Si es una planta termoeléctrica de gas los quemadores están asimismo concebidos especialmente para quemar dicho combustible. Hay, por último, plantas termoeléctricas clásicas cuyo diseño les permite quemar indistintamente combustibles fósiles diferentes (carbón o gas, carbón o fuel-oil, etc.). Reciben el nombre de plantas termoeléctricas mixtas.

Una vez en la caldera, los quemadores provocan la combustión del carbón, fuel-oil o gas, generando energía calorífica. Esta convierte a su vez, en vapor a alta temperatura

el agua que circula por una extensa red formada por miles de tubos que tapizan las paredes de la caldera. Este vapor entra a gran presión en la turbina de la planta, la cual consta de tres cuerpos de alta, media y baja presión, respectivamente unidos por un mismo eje.

En el primer cuerpo (alta presión) hay centenares de álabes o paletas de pequeño tamaño. El cuerpo a media presión posee asimismo centenares de álabes pero de mayor tamaño que los anteriores. El de baja presión, por último, tiene álabes aún más grandes que los precedentes. El objetivo de esta triple disposición es aprovechar al máximo la fuerza del vapor, ya que este va perdiendo presión progresivamente, por lo cual los álabes de la turbina se hacen de mayor tamaño cuando se pasa de un cuerpo a otro de la misma. Hay que advertir por otro lado que este vapor antes de entrar en la turbina, ha de ser cuidadosamente deshumidificado. En caso contrario, las pequeñísimas gotas de agua en suspensión que transportaría serían lanzadas a gran velocidad contra los álabes, actuando como si fueran proyectiles y erosionando las paletas hasta dejarlas inservibles.

El vapor de agua a presión, por lo tanto, hace girar los álabes de la turbina generando energía mecánica. A su vez, el eje que une a los tres cuerpos de la turbina (de alta, media y baja presión) hace girar al mismo tiempo a un alternador unido a ella, produciendo así energía eléctrica. Esta es vertida a la red de transporte a alta tensión mediante la acción de un transformador.

Por su parte, el vapor es enviado a unos condensadores. Allí es enfriado y convertido de nuevo en agua. Esta es conducida otra vez a los tubos que tapizan las paredes de la caldera, con lo cual el ciclo productivo puede volver a iniciarse.

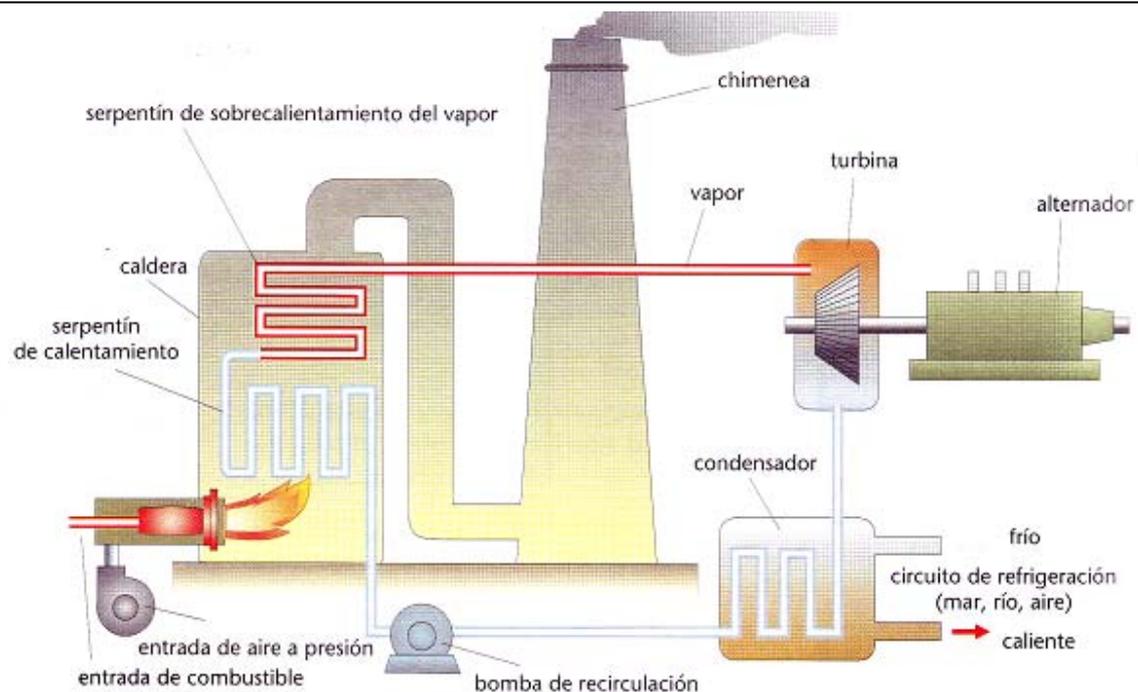


Figura 1.1. Esquema elemental de una Central Térmica.

1.2 Características del insumo en las plantas térmicas.

Parte de la energía eléctrica producida en la central eléctrica se consume en la realización del proceso tecnológico de transformación de la energía dentro de la central eléctrica (preparación del combustible, suministro de aire, evacuaciones de los gases de combustión, suministro de agua de alimentación y de refrigeración, etc.), esta parte forma del 4 al 6% de la energía producida, o cerca de un 1,5 al 2,5% del valor gastado.

1.3 Características de los equipos que inciden en el insumo en las plantas térmicas.

1.3.1 Bombas de Alimentación.

Los parámetros de trabajo de las bombas eléctricas de alimentación de las calderas de vapor están determinadas y se encuentran entre los límites: $Q=65\dots900 \text{ m}^3/\text{h}$; $p=3,9\dots29,4 \text{ MPa}$; $N=108\dots6\ 360 \text{ kW}$; $\eta=65\dots82\%$.

Capítulo I: Revisión bibliográfica.

La designación de las bombas eléctricas de alimentación es PE–Q–p, donde P significa bomba de alimentación, E – electroconductor, Q – caudal de la bomba, m³/h, p – la presión de la bomba, kgf/cm².

Las bombas de alimentación suministran agua con altas temperaturas y presión, lo que se refleja en la estructura de las bombas. Las exigencias principales que se plantean a estas bombas son: resistencia, hermeticidad, compensación de las deformaciones térmicas, estabilidad dinámica (ausencia de autooscilaciones) en cualesquiera regímenes de carga, largo plazo de servicio.

Examinemos la estructura típica de una bomba de alimentación de un solo cuerpo, que se emplea para las calderas con una presión de vapor de 9,8 y 43,7 MPa (las bombas PE–150–145; PE–270–150; PE–250–180). Una bomba de 13 etapas PE–250–180. La cantidad de etapas de presión de las bombas de este tipo en dependencia de la presión requerida puede ser distinta (hasta 14) siendo idénticamente iguales todas las etapas, a excepción de la primera. La rueda de trabajo de la primera etapa se hace con una sección de entrada aumentada (para evitar la cavitación). El cuerpo de la bomba está combinado según el tipo de corriente de bombas en secciones para el suministro de agua caliente. Los dispositivos guías de paletas están hechos de acero de cromo, las secciones van encajadas a presión sin holgura.

El rotor de la bomba consta del árbol, las ruedas de trabajo, los casquillos protectores y separadores, el disco de descarga, el semiacoplamiento dentado y las piezas auxiliares menudas (chavetas, tuercas de extremo). Las ruedas están hechas de acero al cromo. Los apoyos del rotor son cojines de desplazamiento con engrase forzado. Las empaquetaduras de extremo son del tipo de prensaestopas con suministro del agua de enfriamiento al cuerpo de la empaquetadura. El rotor de la bomba va dotado de un indicador del desplazamiento axial, que se coloca en el extremo libre del árbol de la bomba.

Las bombas del tipo descrito son económicas, su rendimiento se encuentra dentro de los límites de 0,70 a 0,76.

Para las presiones del vapor empleadas en las CTE modernas las bombas de alimentación se hacen multietapas y en la mayoría de los casos en secciones. No obstante semejante estructura a altas presiones y temperaturas del agua de alimentación resulta poco fiable. Por esta razón, para las presiones del vapor de 13,7

MPa y mayores se emplean bombas de alimentación de dos cuerpos: el cuerpo interior de estructura seccionada, y el cuerpo exterior de paredes gruesas, forjado.

Una bomba seccionada de dos cuerpos. A este tipo de bombas pertenecen las PE-500-180, PE-720-185, PE-900-185 y otras. 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 tomas 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 3 000 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.

La potencia de los motores eléctricos para el accionamiento de las bombas de alimentación está limitada por razonamientos constructivos al valor de 8 000 kW con la frecuencia de 50 Hz. Por esta razón en las CTE han hallado aplicación las bombas de alimentación con turbotransmisión, que recibe el vapor de las etapas intermedias de la turbina del bloque energético. (V, M, CHERKASSKI, 1986)

1.3.1.1 Características energéticas de las Bombas de Agua de Alimentar y los bloques energéticos. Régimen variable de su funcionamiento.

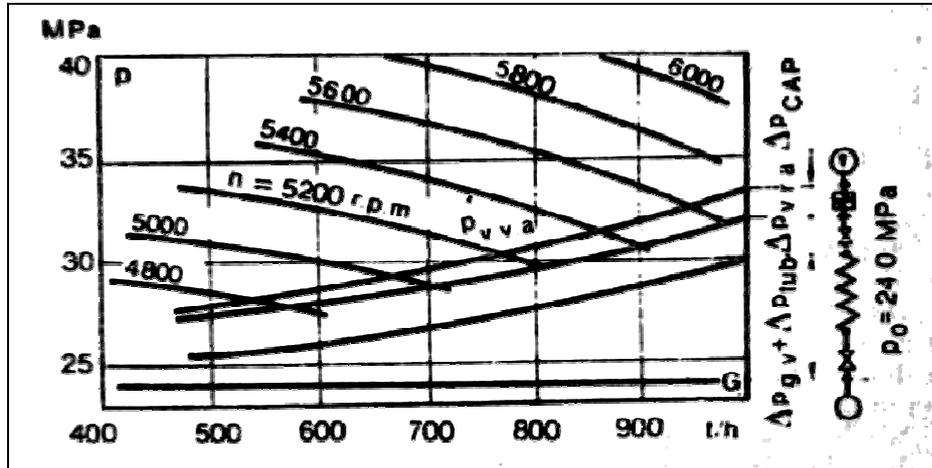


Figura 1.2. Características de la turbobomba de alimentación PNT-1 150-340 y de la vía de vapor y agua del bloque energético.

Las características de trabajo de la bomba de alimentación y de la vía de vapor y agua se muestran en la figura 1.2. La pérdida de presión en la válvula reguladora de alimentación (VRA) se ha tomado constante e igual a 2,0 MPa. En la figura 1.3 se muestra el rendimiento de la bomba η_b , el rendimiento efectivo relativo a la turbina de accionamiento $\eta_{tur.ac}$, el rendimiento de la turbobomba $\eta_{tur.b}$, la presión de impulsión p_{imp} y la frecuencia de rotación n en función del consumo de vapor en la turbina principal D_o , en t/h, o de la potencia del bloque energético $W_{eléc}$, en MW.

Al disminuir el consumo de vapor en la turbina principal aproximadamente hasta 600 t/h el desaireador se conmuta para la alimentación de la cuarta a la tercera toma, debido a lo cual la presión en la toma N°3 disminuye aproximadamente en 0,1 MPa; el rendimiento de la turbina de accionamiento y del aparato de bombeo en este caso varía a saltos.

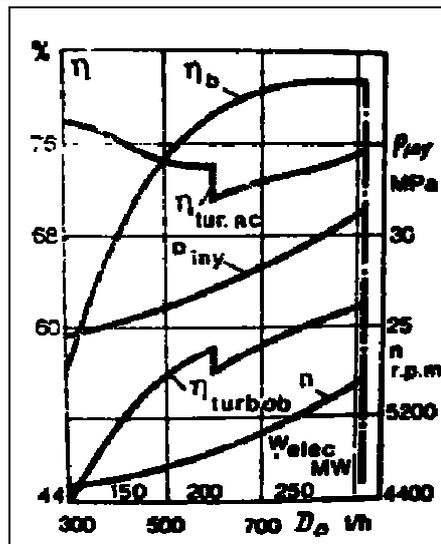


Figura 1.3. Rendimientos de la bomba de alimentación η_b , de la turbina de accionamiento $\eta_{\text{ac.tur}}$, de la turbobomba $\eta_{\text{tur.b}}$, presión de inyección p_{inyec} y frecuencia de rotación n en función del consumo de vapor en la turbina D_0 y de la potencia $W_{\text{eléc}}$ del bloque energético de 300 MW.

El rendimiento efectivo de la turbina de accionamiento tiene en cuenta las pérdidas en las válvulas debidas a las infiltraciones a través de las empaquetaduras y las pérdidas mecánicas. Para la carga nominal del bloque energético este rendimiento es aproximadamente igual al 76%, el rendimiento mecánico de la turbina de accionamiento, al 99%, y el rendimiento del aparato de bombeo, cerca del 62,2%.

La reducción del rendimiento de la turbina de accionamiento para las cargas intermedias se determina en lo fundamental por el grado de apertura de las válvulas reguladoras de estrangulación.

Al trabajar la bomba de acuerdo con la característica de la vía de vapor y agua, con caída de presión constante en la VRA igual a 2,0 MPa, carga nominal y un consumo de agua de 920 t/h, la potencia consumida por la bomba es igual a 10 100 kW, el número de revoluciones 5 550 r.p.m. para el suministro de 300 t/h de agua la potencia consumida es igual a 4 000 kW, la frecuencia de rotación, 4 600 r.p.m. la potencia máxima desarrollada por accionamiento por turbina, con las válvulas reguladoras totalmente abiertas, es igual a 12 400 kW, es decir, la reserva forma 2 300 kW, o el 23%.

La reserva disponible de potencia del accionamiento de turbina asegura el funcionamiento estable del aparato de bombeo en la zona necesaria de cargas, pero la correspondiente pérdida de presión en la válvula reguladora de estrangulación condiciona la pérdida de potencia cerca de 500 MW, el aumento del consumo de calor en la instalación de turbina en 15 kJ / (kW·h) y la reducción de la economía del bloque energético en un 0,2%. Análogamente, de acuerdo con los cálculos, cada 10% de reserva de potencia del accionamiento de turbina aumenta el consumo de calor en la instalación de turbina en 7 kJ / (kW·h) y reduce la economía del bloque energético en 0,09%. (V, Ya, Rizhkin, 1987)

1.3.1.2 Bombas de Alimentación de bloque energético de 30 MPa.

Los ensayos del aparato de bombeo de alimentación con turbina de accionamiento de condensación fueron realizados por el Instituto Termodinámico de La Unión Soviética para el bloque energético con turbina principal de 30 MPa y 650°C ante acoplada. El aparato de alimentación PT-450-385 consta de las bombas principales y de sobrealimentación de la Fábrica de bombas de Sumi y de la turbina de accionamiento de la Fábrica de turbinas y generadores de Járkov. La bomba principal va acoplada al árbol de la turbina de accionamiento directamente, y la bomba de sobrealimentación, por intermedio de un reductor que disminuye casi el doble del número de revoluciones.

La característica calculada de las bombas en el régimen nominal se da en la tabla 1.

De la tubería de impulsión de la bomba de sobrealimentación se extraen 110 t/h de agua para la inyección en la IRRE-2. De la cámara de la primera etapa de la bomba principal se extraen cerca de 80 t/h de agua con una presión de 12 MPa para la inyección en recalentador intermedio y en la IRRE-1. La potencia efectiva de la turbina de accionamiento es igual a 6 560 kW, la mayor frecuencia de rotación, 6 000 r.p.m.; los parámetros del vapor a la entrada de la turbina son 2,9 MPa y 400°C; la distribución del vapor es por tobera; el rendimiento interno relativo calculado es igual al 81%. El condensado de la turbina de accionamiento se calienta por el vapor de las dos tomas no regulables de esta turbina hasta 1 460°C.

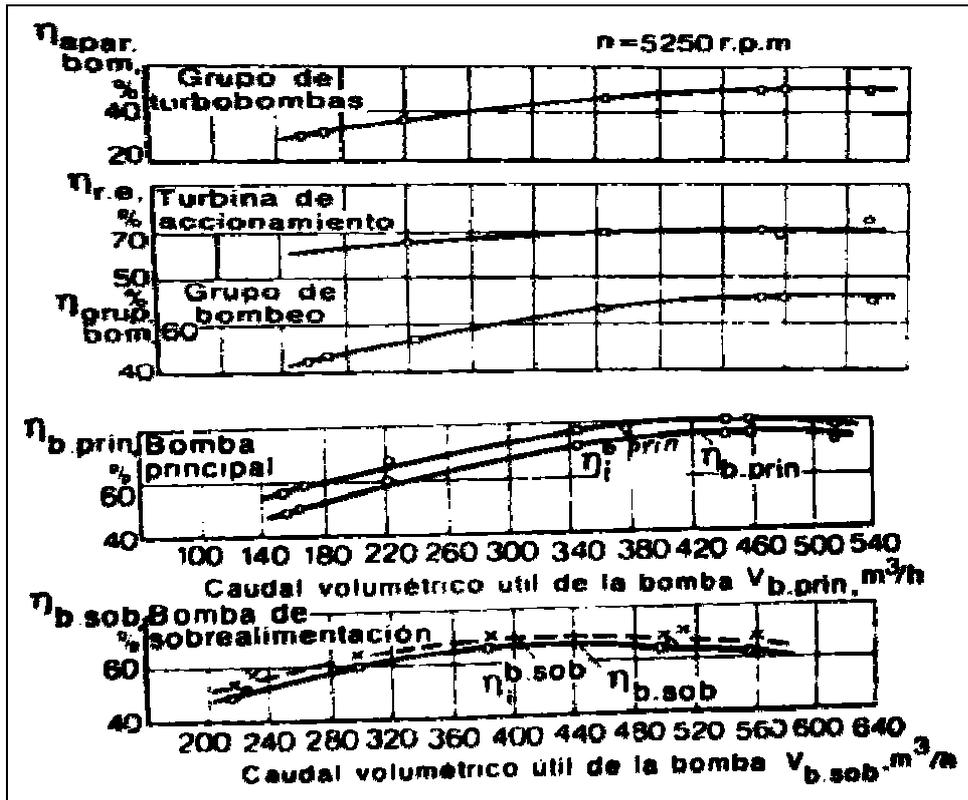


Figura 1.4. Rendimientos de las bombas principales y de sobrealimentación, de la turbina de accionamiento y el grupo de turbobombas del grupo energético con la turbina de 30 MPa y 100 MW ante acoplada en función del consumo volumétrico de agua V , en m^3/h ; η_i es el rendimiento interno; η , rendimiento total.

La influencia del caudal volumétrico de agua (m^3/h) en los rendimientos de la bomba de sobrealimentación $\eta_{b.sob}$, de la bomba principal $\eta_{b.prin}$, del grupo de bombeo $\eta_{gr.bom}$, de la turbina de accionamiento $\eta_{r.e}^{tur}$ y del grupo de turbobombas $\eta_{apar.bom}$ a la frecuencia de rotación de 5 250 r.p.m.

El valor máximo de rendimiento de la bomba principal, teniendo en cuenta las pérdidas en las empaquetaduras extremas, es igual al 74%, el del grupo de bombeo, al 72%, y el del grupo de turbobombas en total, al 50%. (V, Ya, Rizhkin, 1987)

Tabla 1. Característica Técnica de las bombas.

| Característica técnica de las bombas | Bombas | |
|--|-----------------------|-----------|
| | De sobre-alimentación | Principal |
| Caudal, en m ³ /h | 500 | 450 |
| Temperatura del agua, en °C | 158 | 160 |
| Presión a la entrada en la bomba, en MPa | ~0,65 | ~8,8 |
| Presión de impulsión, en MPa | ~9,0 | ~38,0 |
| Frecuencia de rotación, en r.p.m. | 2850 | 5700 |
| Potencia consumida, en kW | 1470 | 5000 |
| Rendimiento, en % | 72 | 75 |

1.3.2 Bombas de Condensado.

Su destinación es suministrar el condensado del vapor agotado del condensador de las turbinas y el condensado del vapor de calefacción de los cambiadores de calor de las CTE al sistema de tuberías de la turbina del ciclo regenerativo.

Los parámetros de funcionamiento de las bombas de condensado horizontales se encuentran dentro de los límites: Q=12...125 m³/h; H=50...140 m; N=3,6...77 kW; n=3 000 y 1 500 r.p.m.; η=45...66%. Lo mismo para las bombas verticales: Q=200... 2 000 m³/h; H=40...180 m; N=100...1 226 kW; n=1 000...3 000 r.p.m.; η=71...82%.

Designación de la bombas de condensado: horizontales Ks, verticales KsV; la primera cifra es el caudal, en m³/h; la segunda, la altura de presión, en m.

Las bombas de condensado funcionan en los regímenes de carga próximos a los de cavitación. Para asegurar el funcionamiento fiable de la bomba sin interrupciones por cavitación y pompaje, su frecuencia de rotación se limita (en las bombas de estructura corriente no mayor de 1 500 r.p.m.) y la primera rueda de trabajo se hace con una sección de entrada ancha para elevar la presión a la entrada en los canales entre las paletas. Las ruedas de trabajo y las piezas, sometidas a la picadura, se confeccionan de materiales resistentes a la cavitación.

La cantidad de bombas de condensado de trabajo para un bloque energético es no menor de dos, por lo cual ella se conectan en paralelo y deben poseer una característica de altura de presión estable en una amplia zona de cargas.

Capítulo I: Revisión bibliográfica.

Las bombas pequeñas y medianas del tipo Ks se hacen seccionadas o con desacoplamiento en el plano axial horizontal, con una cantidad de etapas de presión de hasta cuatro.

La estructura típica de una bomba tipo Ks con un caudal de hasta 125 m³/h y cuatro etapas de presión. El cuerpo de la bomba es de hierro colado con desacoplamiento horizontal; las tubuladuras de aspiración y de impulsión se encuentran en la mitad inferior del cuerpo; en la mitad superior del cuerpo hay dos tubuladuras para empalmar el tubo de descarga del primer grupo (dos etapas) al segundo. Dentro de los límites del grupo las etapas se unen con canales practicados en el cuerpo. Para la igualación de la fuerza axial se ha empleado la disposición inversa de las ruedas de trabajo en cada grupo. Los cojinetes de contacto rodante son dobles con engrase por anillos. Los baños de aceite de los cojinetes tienen enfriamiento exterior por agua, que se suministra a la cavidad de los cuerpos de los cojinetes. Las bombas de condensado requieren buenas empaquetaduras de extremo del árbol, por eso las empaquetaduras con relleno blando, que se emplean en la bomba, van dotadas además de cierre hidráulico, es decir, un anillo especial que distribuye por la circunferencial del árbol el condensado de compactación suministrado de la tubuladura de impulsión.

Las bombas seccionadas de condensado horizontales se diferencian de las ordinarias de este tipo solamente por la existencia de rueda helicoidal preacoplada (tornillo sin fin) y por la forma y las dimensiones del embudo de entrada de la primera rueda de trabajo. Las bombas de condensado con un caudal de 125 m³/h se hacen de tres etapas con la primera etapa del tipo D, y las etapas segunda y tercera de tipo ordinario con canales de descarga en el cuerpo.

El aumento de la potencia unitaria de los turbogrupos a vapor y el paso a grandes bloques energéticos han provocado la aparición de las bombas de condensado verticales del tipo KsV.

Las bombas de condensado verticales se emplean para los caudales de 200 m³/h y mayores. Las estructuras de las bombas de condensado de las CTE en bloque y las CNE de dos circuitos son iguales.

La bomba es de dos etapas, de dos cuerpos, con desacoplamiento axial. La primera etapa va dotada de ruedas helicoidales preacopladas (tornillos sin fin). La segunda etapa con rueda de entrada bilateral y la descarga de la fuerza axial por orificios en el

disco. El peso del rotor y la fuerza axial remanente son soportados por un cojinete radial-axial en el extremo superior del árbol. El cojinete inferior es de deslizamiento con engrase por agua. Las empaquetaduras, el manguito de unión, y las piezas auxiliares del rotor y el cuerpo están unificados con la estructura de las bombas KsV–200–220.(V, M, CHERKASSKI, 1986)

1.3.3 Bombas de Circulación.

En los sistemas de abastecimientos de agua de refrigeración de los condensadores de la CTE se emplean bombas con gran caudal y una altura de presión relativamente baja de los tipos siguientes: verticales (axiales y centrífugas) y horizontales con rueda del tipo D. las bombas se instalan en las centrales eléctricas de pequeña potencia dentro de los límites del taller de turbinas cerca de los condensadores, en la CE de gran potencia, como regla, en edificios especiales de las estaciones de bombeo ribereñas.

La designación de las bombas axiales es: OV N° d , y OPV d , donde O significa axial, V – vertical, P – giratoria de paletas, N° – el número del modelo de la rueda de trabajo, d – el diámetro de la rueda de trabajo, cm.

La designación de las bombas centrífugas es: d V-Q/N, donde d es el diámetro de la tubuladura de impulsión, mm; V – vertical; Q – el caudal, m³/s; H – la altura de presión, m.

Para las bombas horizontales de tipo D las designaciones son análogas a las designaciones para las bombas de destinación común industrial.

En las bombas OV las paletas de trabajo están rígidamente fijadas en el casquillo, mientras que en OVP, tienen la posibilidad de girar (de variar el ángulo de instalación) en dependencia de la modificación constructiva durante la parada de la bomba o en marcha de la misma.

Los parámetros de las bombas axiales que se producen OV y OPV son: d =470...2 600 mm; Q=1 700...16 300 m³/h; H=4...28 m; N =71...10 000 kW; n =250...960 r.p.m.; η =80...88%; M =1 800...75 000 kg.

Las bombas axiales se emplean en los sistemas de abastecimiento de agua de uniflujo que requieren baja altura de presión.(V, M, CHERKASSKI, 1986)

1.3.4 Ventiladores de Tiro Forzado.

Para las calderas de las centrales termoeléctricas la industria de la URSS fabrica cerca de 50 dimensiones tipo de ventiladores y aspiradores de humo con caudales de 4,5...900 mil m³/h y unas presiones de más de 9 810 Pa (1 000 mmH₂O).

Los ventiladores de las CTE, según su destinación, se dividen en los siguientes grupos: 1) ventiladores sopladores; 2) ventiladores de molino; 3) ventiladores de soplado caliente; 4) aspiradores de humo principales; 5) aspiradores de humo de recirculación.

Para la designación del tipo de ventiladores de tiro forzado se han aceptado las letras: V – ventilador; AH – aspirador de humo, soplador; At – paletas del rotor dobladas hacia atrás; E – rotor estrecho; M – de molino; u – unificado; A, P – índices del esquema aerodinámico.

Los ventiladores soplados (VS) funcionan con un aire con $T \leq 293$ K, suministrándolo por un sistema de tuberías de aire a través de un calentador de aire a la cámara de combustión del hogar. Este aire se llama primario a diferencia del secundario, que se suministra junto con el combustible.

Los ventiladores de soplado caliente (SC) funcionan con aire calentado hasta 473...673 K.

Los ventiladores de molino (M) se emplean en los sistemas de preparación del polvo y se suministra una mezcla de aire secundario caliente con polvo de carbón a través de quemadores a la cámara de combustión del hogar.

Los aspiradores de aire transportan los gases con hollín por los gasoductos de la caldera y la chimenea y junto con esta última vencen la resistencia de esta vía y del sistema de separación de cenizas.

Los aspiradores de humo de recirculación se emplean para la toma de una parte de gases con hollín de los conductos de gas de la caldera y su suministro a la cámara de combustión del hogar con el fin de disminuir la formación de escoria, regular la temperatura de recalentamiento del vapor y de elevar la economía general del grupo.

Los ventiladores sopladores, que funcionan con aire frío, se hacen con paletas volumétricas perfiladas, dobladas hacia atrás, es decir, $\beta_{2p} < 90^\circ$. El rendimiento de estos ventiladores alcanza un 88%.

Las condiciones de funcionamiento de los ventiladores de soplado, y particularmente de los ventiladores de molino y los aspiradores de humo están complicadas por la

influencia de alta temperatura del medio que se desplaza y por la presencia de polvo de carbón o arrastre (cenizas, partículas de escoria de distinto tamaño) en él.

La alta temperatura del gas que se desplaza provoca el calentamiento del rotor y del árbol de la máquina. Esto conduce al recalentamiento de los cojinetes y a la disminución de su plazo de servicio. Por esta razón los ventiladores de soplado caliente y los aspiradores de humo se hacen con cojinetes refrigerados. El método mas simple de refrigeración de los cojinetes consiste en que en el baño de aceite del cuerpo del cojinete se introduce un serpentín tubular, que deja pasar el agua fría. Los anillos de engrase, que están colgados libremente en el casquillo y el muñón del árbol. El aceite que se calienta en el cojinete escurre al baño, extrayendo de este modo el calor del cojinete y refrigerándolo. En los ventiladores de soplado caliente y aspiradores de aire de gran potencia este método de refrigeración resulta insuficiente, y en estos casos se emplea el enfriamiento separado: el aceite lubricante se vierte ininterrumpidamente de los cuerpos de los cojinetes a un tanque, que sirve para recoger y sedimentar el aceite; del tanque de aceite se toma con ayuda de bombas de engranajes o de otro tipo y se suministra, a través de un filtro y un enfriador tubular, a presión a los cojinetes de las máquina. Los elementos principales del sistema de refrigeración (bombas, filtros y enfriadores) se duplican con el fin de una fiabilidad completa.

Con el fin de disminuir el flujo térmico por el árbol a los cojinetes, en el lugar de salida del árbol del cuerpo de la máquina en él se monta un rotor auxiliar, que aspira el aire frío exterior a través de las rendijas anuladores que rodean el árbol. De esta manera se logra la refrigeración de árbol y la disminución de la temperatura de los cojinetes.

Las partículas sólidas, contenidas en el flujo de gas, proporcionan grandes contrariedades durante la explotación de los aspiradores de humo y los ventiladores de molino.

En los aspiradores de aire, que suministran gas que contiene pequeñas partículas abrasivas de ceniza y escoria, y en los ventiladores de molino, que suministran una mezcla de aire con polvo de carbón, tiene lugar un desgaste intensivo de las superficies interiores del cuerpo y del rotor. En este caso, a consecuencia de la simetría del suministro de rotores se desequilibran y pierden su resistencia, se reducen los plazos entre las reparaciones y disminuye la economía del funcionamiento de la instalación.

Capítulo I: Revisión bibliográfica.

Las medidas contra el desgaste abrasivo se prevén en la estructura de la máquina y en su composición con los conductos de gas empleando chapas protectoras reemplazables de metal duro. Con estas chapas se blindan los cuerpos de los ventiladores y los conductos de gas en los lugares donde el flujo, al cambiar la dirección, deposita las partículas abrasivas sobre la superficie.

La composición racional de la cavidad de paso de la máquina y el sistema de conductos de gas, que disminuye la depositación de arrastre y polvo de carbón sobre las superficies interiores, que delimitan el flujo, reduce considerablemente el desgaste y aumenta los períodos entre las reparaciones.

El desgaste de los aspiradores de humo y de los ventiladores de molino depende esencialmente de la frecuencia de rotación. Para el funcionamiento con el caudal y la presión dados es deseable emplear menor frecuencia de rotación. En este caso se aumentarán las dimensiones de la máquina. El trabajo de rozamiento de las partículas abrasivas se distribuirá sobre una superficie mayor y el desgaste será menos intensivo.

Al pasar gas polvoriento a través del rotor el flujo cambia de dirección de la axial a la radial y las partículas sólidas, bajo la influencia de las fuerzas centrífugas, se precipitan sobre el casquillo y el disco principal, desgastándolos poco a poco. Al intersecar el flujo la rejilla rotatoria de las paletas sucede la depositación de las partículas abrasivas en algunos lugares de las paletas, lo que conduce a su destrucción.

Evitar totalmente el desgaste de las piezas del rotor es imposible. La disminución del desgaste se alcanza recargando metales duros eléctricamente en los lugares en que en la estructura dada aparece el desgaste. El grosor de la capa de recargo forma de 2 a 4 mm. El plazo de servicio del rotor en el caso de descarga aumenta en 3...4 veces.

El recargo con aleaciones duras se emplea ampliamente en la práctica de explotación y económicamente se justifica totalmente.

Estructura de un ventilador soplador de aspiración unilateral. El rotor del ventilador con paletas de anchura variable, montado sobre la consola del árbol, se coloca en un cuerpo espiral soldado, que se fija sobre el cimiento, separadamente del motor eléctrico y del bloque de cojinetes. En el embudo de entrada, que asegura la variación gradual de la velocidad del flujo al suministrarlo al rotor, se fija la polea del aparato guía, que regula el caudal.

Los parámetros principales de los ventiladores de este tipo para los diámetros del rotor $D_2=600\text{...}2\ 000$ mm son: $Q=4\ 400\text{...}200\ 000$ m³/h; $H=97\text{...}610$ mmH₂O; $N=173\text{...}590$ kW; $\eta=67\text{...}70\%$; $n=750\text{...}1\ 430$ r.p.m.

Estructura de un aspirador de humo de aspiración bilateral. El rotor va encajado sobre el árbol hueco, que se apoya sobre los cojinetes, sacados del flujo de gas. El suministro de los gases con hollín al rotor se realiza a través de las bolsas laterales y los embudos cónicos de entrada, en los cuales van dispuestos los aparatos guías de tipo axial.

Los diámetros de los rotores de los aspiradores de humo de este tipo $D_2=1\ 800\text{...}2\ 600$ mm. Los parámetros principales son: $Q=240\ 000\text{...}500\ 000$ m³/h; $H=150\text{...}350$ mmH₂O; $N=120\text{...}585$ kW; $n=735$ r.p.m.; $\eta=0,83$.(V, M, CHERKASSKI, 1986)

1.4 Características de los equipos que inciden en el insumo en las Unidades # 3 y 4 de la CTE “Carlos M. de Céspedes”.

1.4.1 Bombas de Agua de Alimentación.

Las bombas de alimentación tienen la función de succionar el agua del tanque del deareador y darle la presión suficiente, para que circule a través de los calentadores de alta presión No. 5, 6 y 7, el economizador y, finalmente penetre al domo de la caldera.

Durante la operación normal, se mantienen 2 bombas en servicio y 1 en reserva.(FRANCISCO DOMECH, WILLIAMS, 1978a)

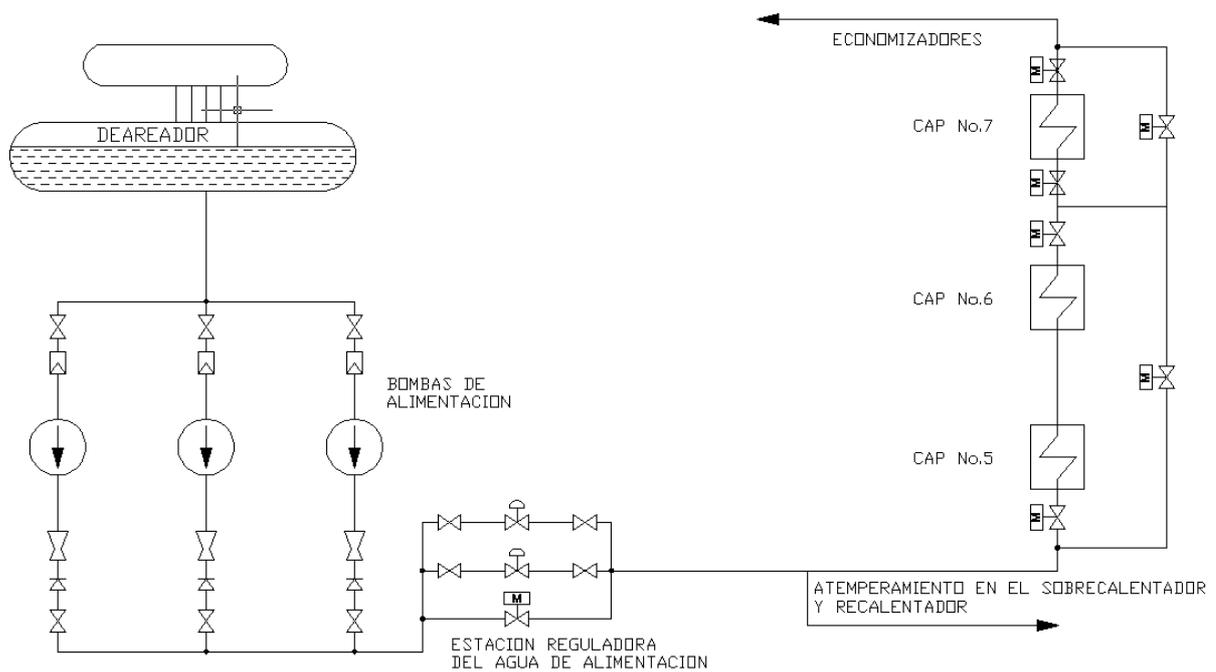


Figura 1.5. Esquema del sistema de agua de alimentación de las unidades # 3 y 4

1.4.1.1 Especificaciones de la Bomba de Alimentación.

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

1.4.1.2 Especificaciones del motor de la Bomba de Alimentación.

| | |
|--------------------|--------------|
| Capacidad ----- | 1 850 kW |
| Velocidad ----- | 3 570 r.p.m. |
| Voltaje ----- | 6 000 V |
| Corriente ----- | 220 A |
| Frecuencia ----- | 60 Hz |
| No. de polos ----- | 2 |

1.4.1.3 Dispositivo de balance. Chumacera de empuje.

Las bombas de alimentación cuentan con un dispositivo de balance y una chumacera de empuje para compensar las fuerzas axiales que se producen en el eje. Ambos están situados del lado de la descarga de la bomba.

Los impelentes de la bomba de alimentación son de simple succión y están situados en un mismo sentido, por lo cual la chumacera de empuje actúa siempre sobre el eje como una fuerza de tensión.

La mayor parte del empuje axial producido en el rotor (80%) es balanceado por el dispositivo de balance y el resto, (20%) es soportado por la chumacera de empuje.(FRANCISCO DOMECH, WILLIAMS, 1978a)

1.4.1.4 Sistema de agua de sellaje de la Bomba de Alimentación.

A fin de evitar la fuga de agua caliente a lo largo del eje de la bomba, ésta cuenta con dispositivo especial de sellaje del eje. Este dispositivo está compuesto de un anillo de sellaje y un retenedor y se encuentra situado en ambos extremos del eje de la bomba. El anillo de sellaje es empujado hacia las cercanías del retenedor por medio de un mueble y la presión del condensado del sellaje.

Como las caras de contacto del anillo y el retenedor están terminadas con alta precisión, en esta superficie de contacto se efectúa un sellaje.

Entre el anillo de sellaje (el cual no gira) y el buje del rotor existe una tolerancia uniforme, debido a esto, el primero puede moverse, conjuntamente con el rotor, en la dirección axial.

La presión del condensado de sellaje inyectado al anillo tipo linterna, es siempre mayor que la presión interior de la bomba, por lo cual el agua de condensado pasa a través de la pequeña holgura que queda entre el anillo de sellaje y el buje del rotor descargando una pequeña parte hacia el interior de la bomba, y el resto hacia fuera, realizándose de ese modo el sellaje de la bomba de alimentación.

El agua de sellaje de la bomba de alimentación proviene de un ramal de la descarga de las bombas de condensado y para no permitir ninguna materia extraña en el dispositivo de sellaje la misma pasa a través de unos filtros de malla fina.

De los 2 filtros, uno es para la operación normal y el otro es de reserva. El cambio de filtros debe efectuarse, cuando exista, en el que está en uso, una diferencia de presión de $0,5 \text{ kg/cm}^2$ indicativa de que el filtro está sucio y debe proceder a limpiarse.

El condensado pasa a través de la válvula reguladora de agua de sellaje y continúa hacia la bomba de alimentación, para efectuar el sellaje.

La cantidad de agua de sellaje es regulada por medio de una válvula de aguja manual situada en la tubería de agua de sellaje.

La bomba será primero puesta en servicios con la válvula de aguja totalmente abierta. Entonces durante la operación, esta válvula será ajustada de modo tal que la presión del agua de sellaje sea $1-2 \text{ kg/cm}^2$ mayor que la presión en la tubería de agua de balance del rotor.

La bomba de reserva, que está siempre calentada para un arranque rápido, debe tener también comunicada el agua de sellaje.

En caso que falle el suministro de agua de sellaje o disminuya la presión por alguna razón, existe una alarma, debiéndose sacar de servicio la bomba de alimentación, cerrar la válvula de calentamiento y de succión y drenar el agua del interior de la bomba por medio de la válvula de drenaje provista en cada bomba.(FRANCISCO DOMECH, WILLIAMS, 1978a)

1.4.1.5 Sistema de lubricación de la Bomba de Alimentación.

La operación adecuada del sistema de lubricación es una de las más importantes condiciones requeridas para una buena operación de la bomba de alimentación a la caldera.

Como pre-requisito para la satisfacción de este requerimiento debe tenerse en cuenta la calidad, pureza y no corrosividad del aceite que continuamente se

En la entrada al filtro de aceite y en la salida del enfriador existen unos manómetros para la presión del aceite; cuando la diferencia de presión entre esos 2 manómetros llegue a ser de $0,7 \text{ kg/cm}^2$, el filtro de aceite debe ser limpiado.(FRANCISCO DOMECH, WILLIAMS, 1978a)

1.4.2 Ventiladores de Tiro Forzado.

El sistema de aire para la combustión consta de dos ventiladores de tiro forzado, encargados de introducir el aire en el horno y expulsarlo en forma de gases por la chimenea, ya que no existen ventiladores de tiro inducido, puesto que el horno es presurizado.(FRANCISCO DOMECH, WILLIAMS, 1978b)

1.4.2.1 Parámetros del Ventilador de Tiro Forzado.

| | |
|------------------------------|--|
| Tipo ----- | PDAT (doble entrada, directamente acoplado al motor) |
| Capacidad ----- | 4 720 m ³ /min |
| Presión de entrada ----- | Atmosférica |
| Presión de descarga ----- | 860 mm·H ₂ O |
| Temperatura de entrada ----- | 25,5°C |
| Velocidad ----- | 1 200 r.p.m. |
| Motor ----- | 870 kW, 6 000 V, 60 Hz, 6p |

1.4.3 Bombas de Condensado.

Estas bombas tienen la función de tomar el condensado del pozo caliente del condensador y darle la presión suficiente para que circule a través del condensador de los eyectores principales, del condensador de vapor de los sellos de la turbina, del sistema de válvulas de control de nivel del condensador y del deareador, de los tres calentadores de baja presión y finalmente, penetre en el deareador o desgasificador.

Durante la operación normal se mantiene una en servicio y la otra en reserva.(FRANCISCO DOMECH, WILLIAMS, 1978a)

1.4.3.1 Especificaciones de la Bomba de Condensado.

| | |
|---------------------------------|--------------------------------|
| Cantidad ----- | 2 |
| Tipo ----- | Vertical de impelentes simples |
| Orificio de succión ----- | 400 mm |
| Orificio de sobrecarga ----- | 250 mm |
| Número de etapas ----- | 8 |
| Capacidad ----- | 390 ton/h |
| Altura de descarga ----- | 220 m.c.a. |
| Velocidad ----- | 1 200 r.p.m. |
| Líquido a bombear ----- | Condensado |
| Peso de operación ----- | 10 000 kg |
| Acoplamiento con el motor ----- | Rígido |

1.4.3.2 Especificaciones del motor de la Bomba de Condensado.

| | |
|------------------|--------------|
| Potencia ----- | 330 kW |
| Voltaje ----- | 6 000 V |
| Velocidad ----- | 1 200 r.p.m. |
| Corriente ----- | Aprox. 41 A |
| Frecuencia ----- | 60 Hz |
| Polos ----- | 6 |

La fuerza de empuje de la bomba es recibida por la chumacera del motor eléctrico.

1.4.4 Bombas de Circulación.

Las bombas de circulación de las unidades de 169 MW son del tipo vertical, de simple etapa y flujo mixto, con el impelente y el orificio de succión sumergido en el agua de la cámara de succión.

El empuje axial de la bomba, así como el peso de la parte rotatoria, es soportado por la chumacera de empuje situada en la parte superior del motor.

La bomba cuenta con una chumacera de apoyo, hecha de goma que utiliza agua para su lubricación.(FRANCISCO DOMECH, WILLIAMS, 1978a)

1.4.4.1 Especificaciones de la Bomba de Circulación.

Tipo ----- Vertical, simple etapa y flujo mixto
Capacidad ----- 13 300 m³/h
Altura de carga ----- 9 m
Velocidad ----- 440 r.p.m.
Sentido de giro ----- El de las agujas del reloj visto desde el lado
del motor
Líquido a bombear ----- Agua de mar
Temperatura del líquido ----- Normal 25°C Max.33°C

1.4.4.2 Especificaciones del motor de la Bomba de Circulación.

Potencia ----- 450 kW
Velocidad ----- 440 r.p.m.
Número de Polos ----- 16
Frecuencia ----- 60 Hz
Voltaje ----- 6 000 V

CONCLUSIONES PARCIALES I

- 1) El insumo de las plantas térmicas constituye entre un 4 y un 6% de la energía producida.
- 2) Los equipos mayores consumidores de las plantas térmicas según los datos de chapa son las bombas de agua de alimentación, los ventiladores de tiro forzado y las bombas de circulación.
- 3) Las características energéticas de las bombas de agua de alimentación caldera son: $Q=65\dots900\text{ m}^3/\text{h}$; $p=3,9\dots29,4\text{ MPa}$; $N=108\dots6\ 360\text{ kW}$; $\eta=65\dots82\%$.
- 4) Las características de los ventiladores de tiro forzado son: $Q=4,5\dots900\text{ mil m}^3/\text{h}$; $p=9\ 810\text{ Pa}$ (1 000 mm·H₂O) y $\eta=88\%$.
- 5) Según los datos de chapa las bombas de agua de alimentación pueden llegar hasta un 3% del factor de insumo de una planta térmica.

CAPITULO II

CAPITULO 2: ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DEL INSUMO DE LA CTE “CARLOS M. DE CÉSPEDES” DESDE EL 2 000 HASTA EL 2 010.

2.1 Análisis del comportamiento en el tiempo la Generación Bruta y del Insumo de las Unidades # 3 y 4 de la CTE.

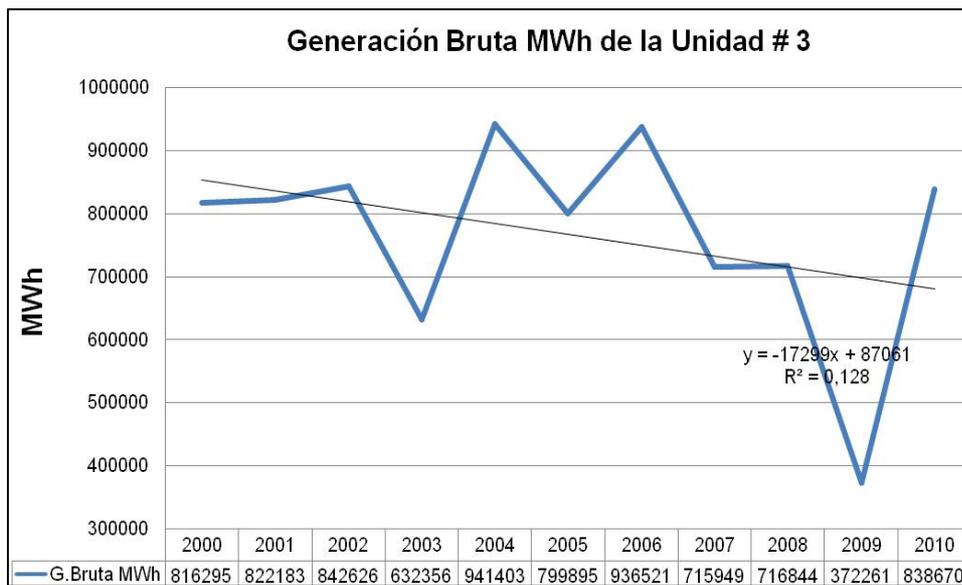


Figura 2.1. Generación Bruta en MW·h del 2 000 al 2 010 de la Unidad # 3.

En la figura 2.1 podemos observar el comportamiento de la generación bruta en MW·h de 10 años en la planta de la unidad # 3 de la Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes”. Donde el año 2 004 y 2 006 fueron los de mayor generación bruta con 941 403 MW·h y 936 521 MW·h respectivamente, donde la media fue de 766 818 MW·h y el 2 009 fue la más baja con 372 261 MW·h a causa de una parada por mantenimiento que duro cuatro meses.

Capítulo II: Análisis del comportamiento del Insumo de la CTE “Carlos M. de Céspedes” desde el 2 000 hasta el 2 010.

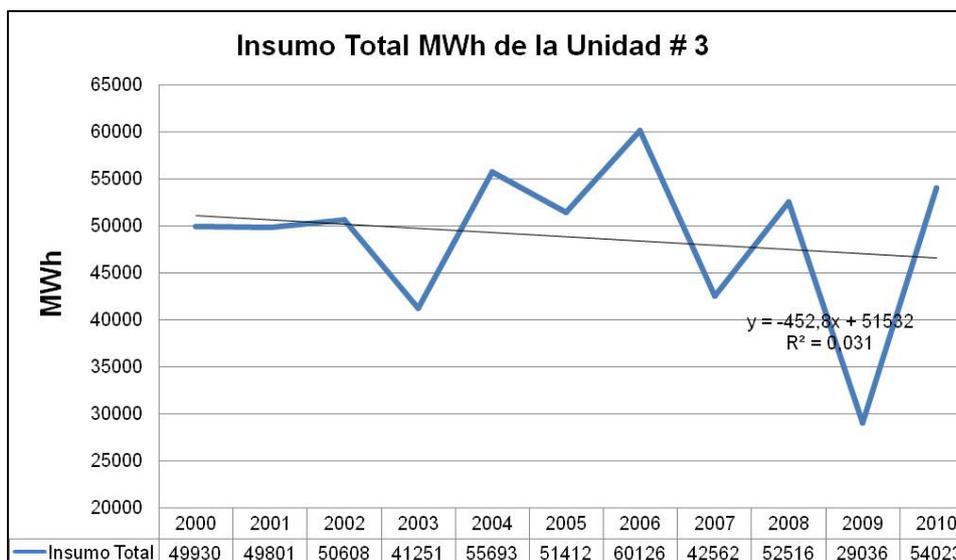


Figura 2.2. Insumo Total en MW·h del 2 000 al 2 010 de la Unidad # 3.

En la figura 2.2 podemos observar el comportamiento del insumo total en MW·h de 10 años en la planta de la unidad # 3 de La Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes”. Donde el año 2 006 fue el de mayor insumo total con 60 126 MW·h, donde la media fue de 48 814 MW·h y el 2 009 fue la más baja con 29 035 MW·h a causa de una parada por mantenimiento que duro cuatro meses.

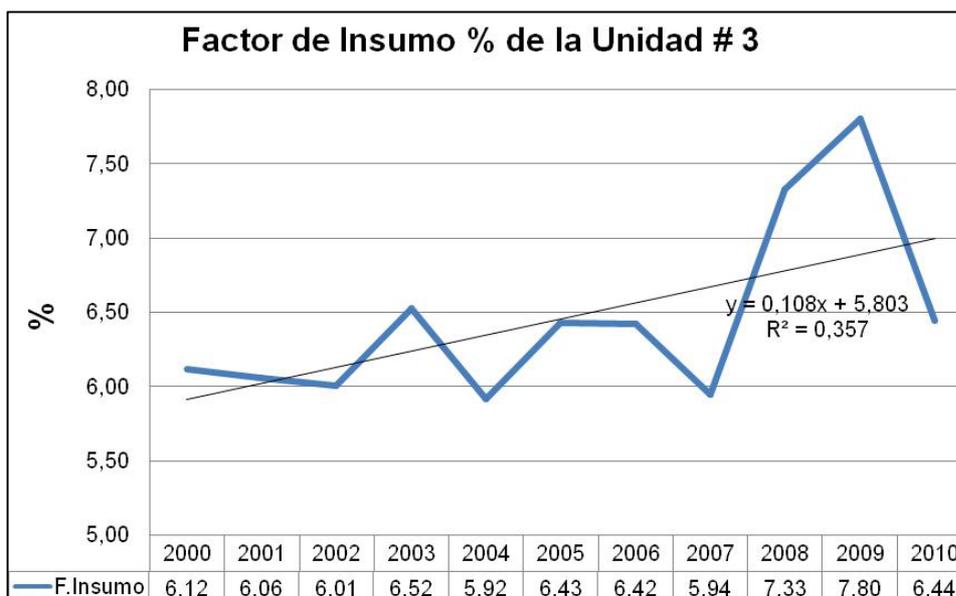


Figura 2.3. Factor de Insumo en % del 2 000 al 2 010 de la Unidad # 3.

Capítulo II: Análisis del comportamiento del Insumo de la CTE “Carlos M. de Céspedes” desde el 2 000 hasta el 2 010.

En la figura 2.3 podemos observar el comportamiento del factor de insumo en % de 10 años en la planta de la unidad # 3 de La Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes”. Donde el año 2 008 y 2 009 fueron las de mayor factor de insumo total con 7,33% y 7,80% respectivamente, a causa de que el factor de insumo fue por encima del 7% se produjo un mantenimiento a la unidad de cuatro meses en el 2 009, por lo que la media fue de 6,45% y en el 2 004 y 2 007 fueron los únicos donde el factor de insumo estuvo por debajo del 6%. En este gráfico podemos ver también que a excepción de dos años todos los demás están por encima de un 6%.

Comparando las figuras 2.1 y 2.2 podemos observar que aunque en los años 2 004 y 2 006 y en los años 2 007 y 2 008 se generó lo mismo el insumo de la Unidad # 3 no fue igual, lo que demuestra la existencia de problemas. El comportamiento irregular de la generación es debido a que la planta trabaja llevando la frecuencia del país.

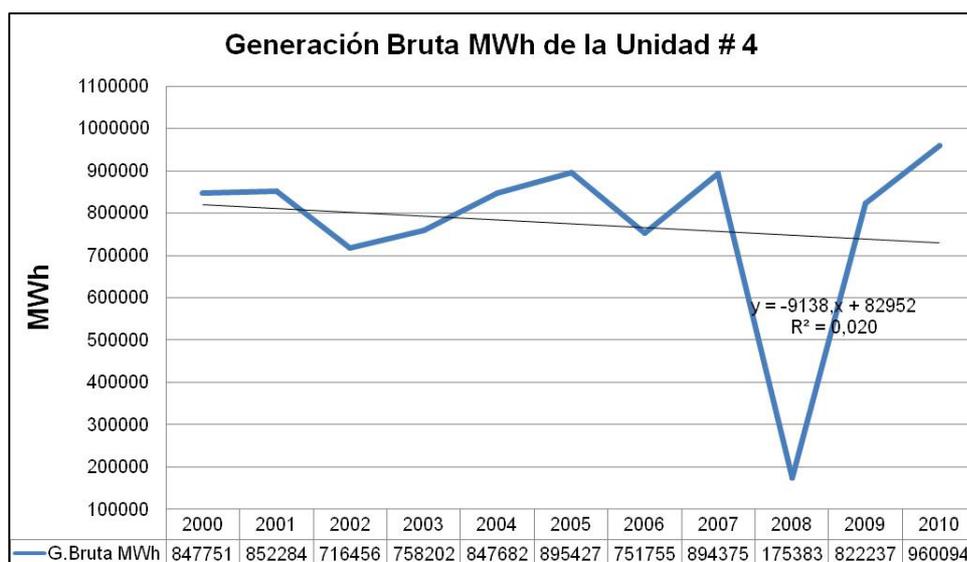


Figura 2.4. Generación Bruta en MW·h del 2 000 al 2 010 de la Unidad # 4.

En la figura 2.4 podemos observar el comportamiento de la generación bruta en MW·h de 10 años en la planta de la Unidad # 4 de la Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes”. Donde el año 2 010 fue el de mayor generación bruta con 960 094 MW·h, donde la media fue de 774 695 MW·h y el 2 008 fue la más baja con 175 383 MW·h a causa de una parada para modernizar la planta que duró casi el año completo por lo que la generación fue pequeña.

Capítulo II: Análisis del comportamiento del Insumo de la CTE “Carlos M. de Céspedes” desde el 2 000 hasta el 2 010.

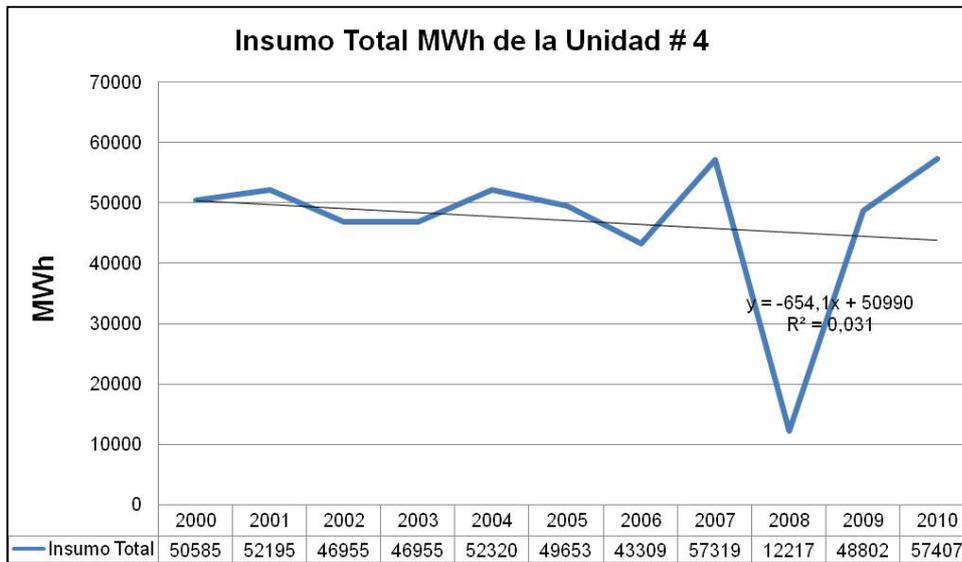


Figura 2.5. Insumo Total en MW·h del 2 000 al 2 010 de la Unidad # 4.

En la figura 2.5 se puede observar el comportamiento del insumo total en MW·h de 10 años en la planta de la unidad # 4 de La Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes”. Donde el año 2 007 y 2 010 fueron los de mayor insumo total con 57 319 MW·h y 57 407 MW·h respectivamente, donde la media fue de 47 065 MW·h y el 2 009 fue la más baja con 12 217 MW·h a causa de una parada por mantenimiento que duró casi el año completo por eso es la generación tan pequeña.

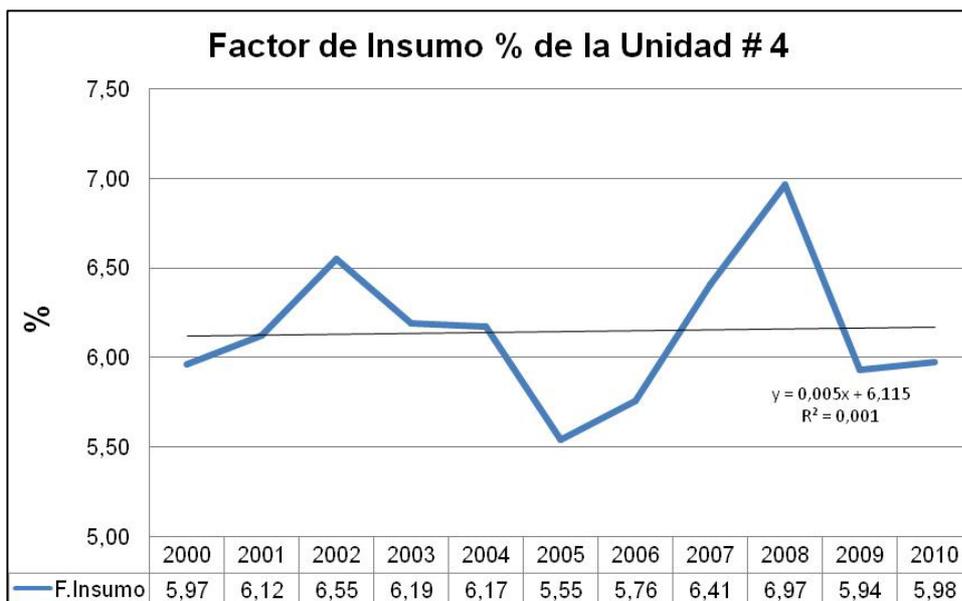


Figura 2.6. Factor de Insumo en % del 2 000 al 2 010 de la Unidad # 4.

En la figura 2.6 podemos observar el comportamiento del factor de insumo en % durante 10 años en la Unidad # 4 de La Termoeléctrica “Carlos Manuel de Céspedes”. Donde el año 2 002 y el 2 008 fueron los de mayor factor de insumo total con 6,55% y 6,97% respectivamente, en el 2 002 se puede observar un incremento de 0,41% con respecto a la media que es de 6,14% y en el 2 008 casi llega a 7%. El año 2 005 fue el de menor factor de insumo con 5,55%. Después de la parada por mantenimiento del 2 009 el factor de insumo total bajó por debajo del 6% lo que demuestra que había problemas por falta de mantenimiento y envejecimiento de los equipos disminuyendo así su eficiencia.

2.2 Análisis del insumo por equipos de las Unidades # 3 y 4.

2.2.1 Insumo de los equipos de la Unidad # 3 organizados en un diagrama de pareto.

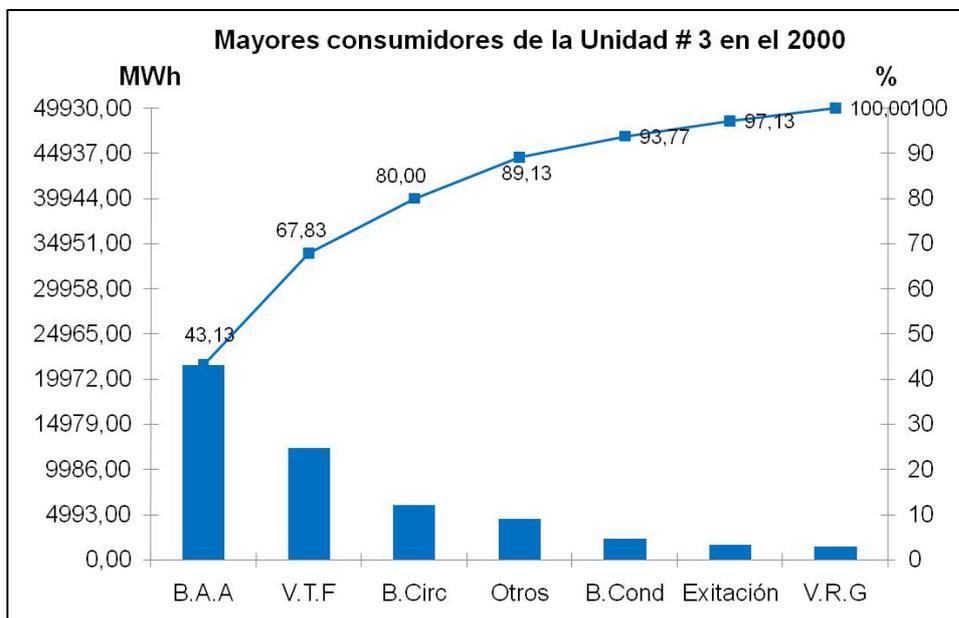


Figura 2.7. Mayores consumidores de la Unidad # 3 en el 2 000.

Capítulo II: Análisis del comportamiento del Insumo de la CTE “Carlos M. de Céspedes” desde el 2 000 hasta el 2 010.

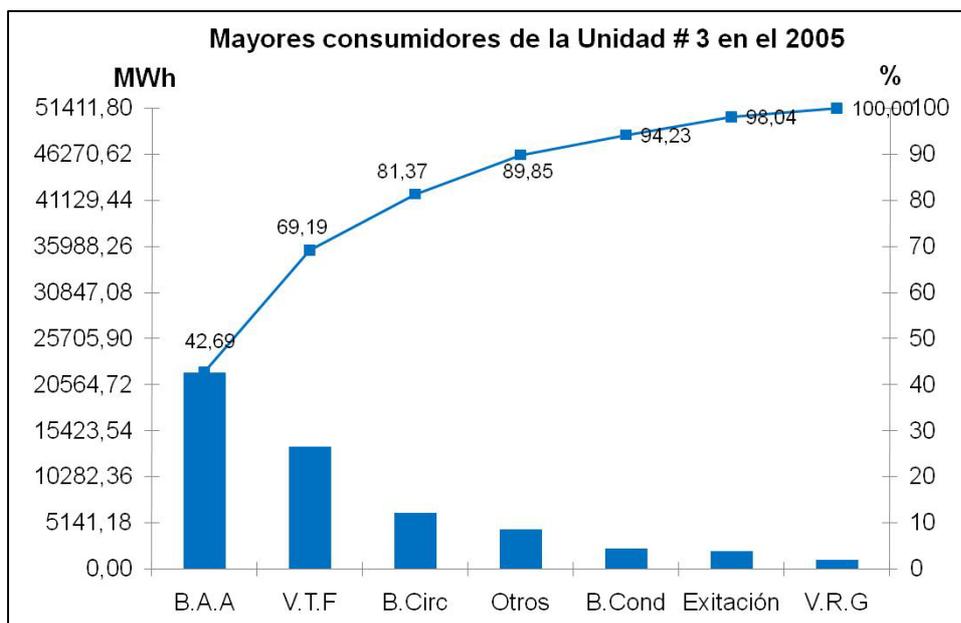


Figura 2.8. Mayores consumidores de la Unidad # 3 en el 2 005.

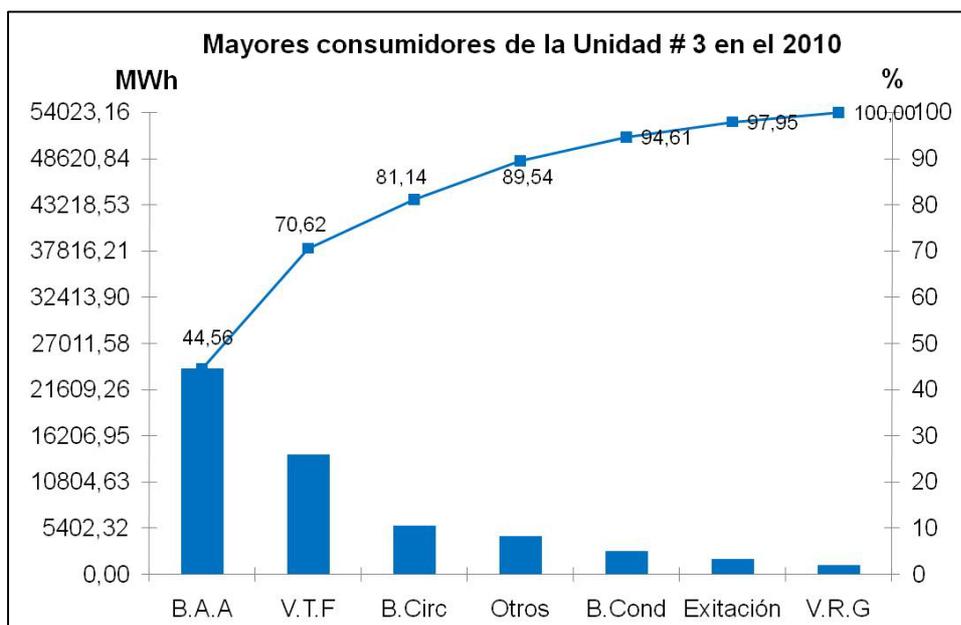


Figura 2.9. Mayores consumidores de la Unidad # 3 en el 2 010.

Capítulo II: Análisis del comportamiento del Insumo de la CTE “Carlos M. de Céspedes” desde el 2 000 hasta el 2 010.

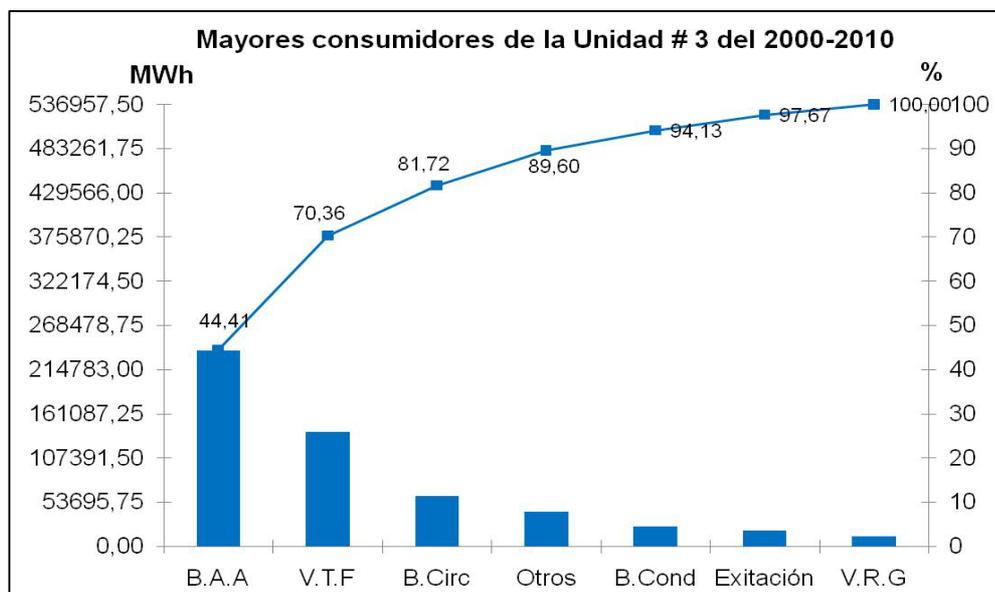


Figura 2.10. Mayores consumidores de la Unidad # 3 del 2 000 al 2 010.

En las figuras 2.7, 2.8 y 2.9 se puede apreciar a través de un diagrama de Pareto los equipos mayores consumidores de la Unidad # 3. Se muestran 3 años escogidos aleatoriamente, donde se observa que las bombas de agua de alimentación son las de mayor consumo con un 44,41% como promedio que se representa en la figura 2.10 y a continuación le siguen los ventiladores de tiro forzado, las bombas de circulación, otros, bombas de condensado, excitación y V.R.G.

2.2.2 Insumo de los equipos de la Unidad # 4 organizados en un diagrama de pareto.

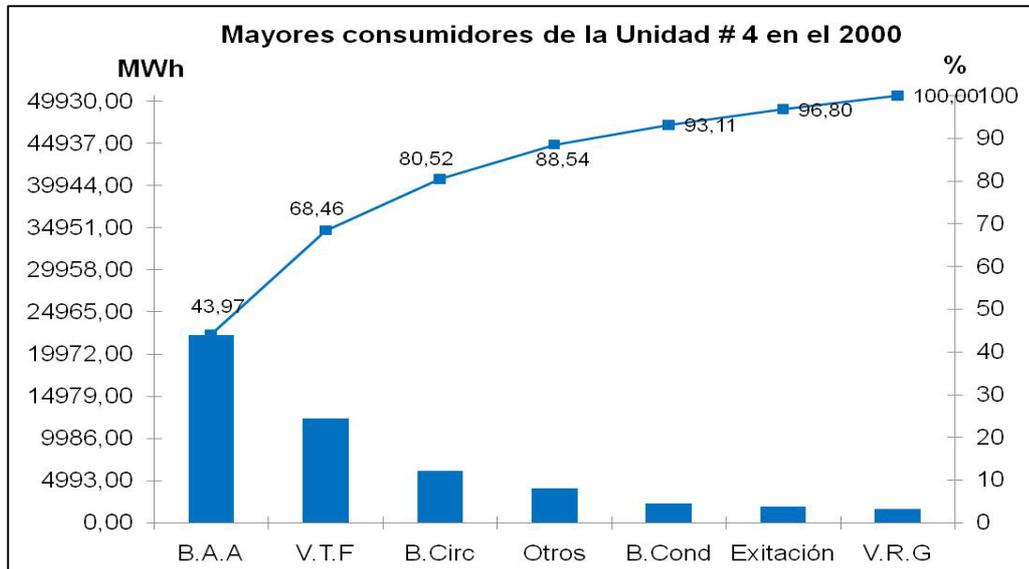


Figura 2.11. Mayores consumidores de la Unidad # 4 en el 2 000.

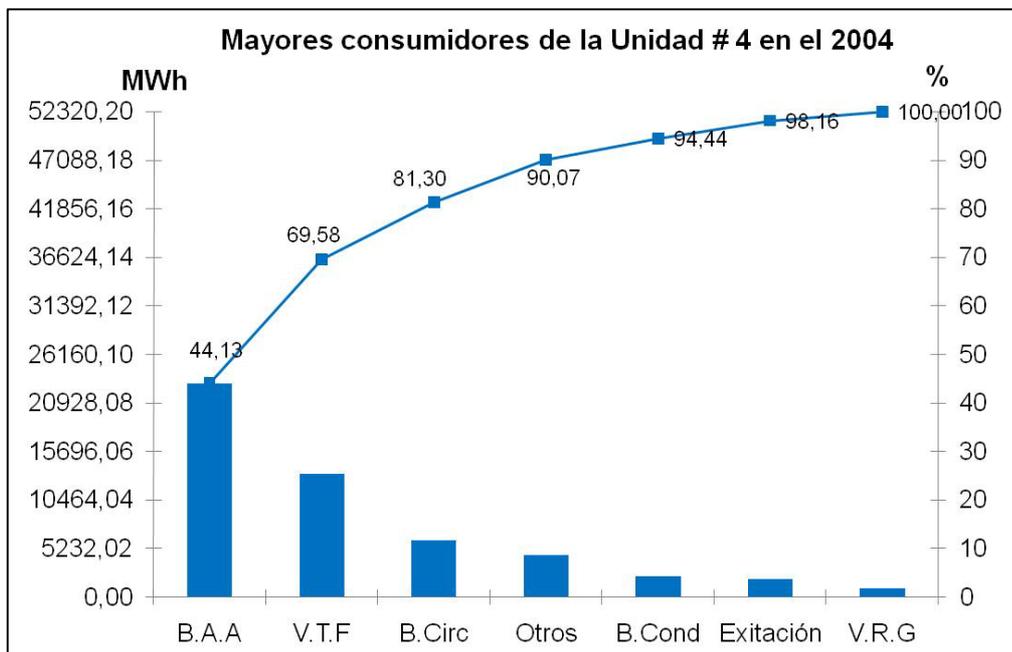


Figura 2.12. Mayores consumidores de la Unidad # 4 en el 2 004.

Capítulo II: Análisis del comportamiento del Insumo de la CTE “Carlos M. de Céspedes” desde el 2 000 hasta el 2 010.

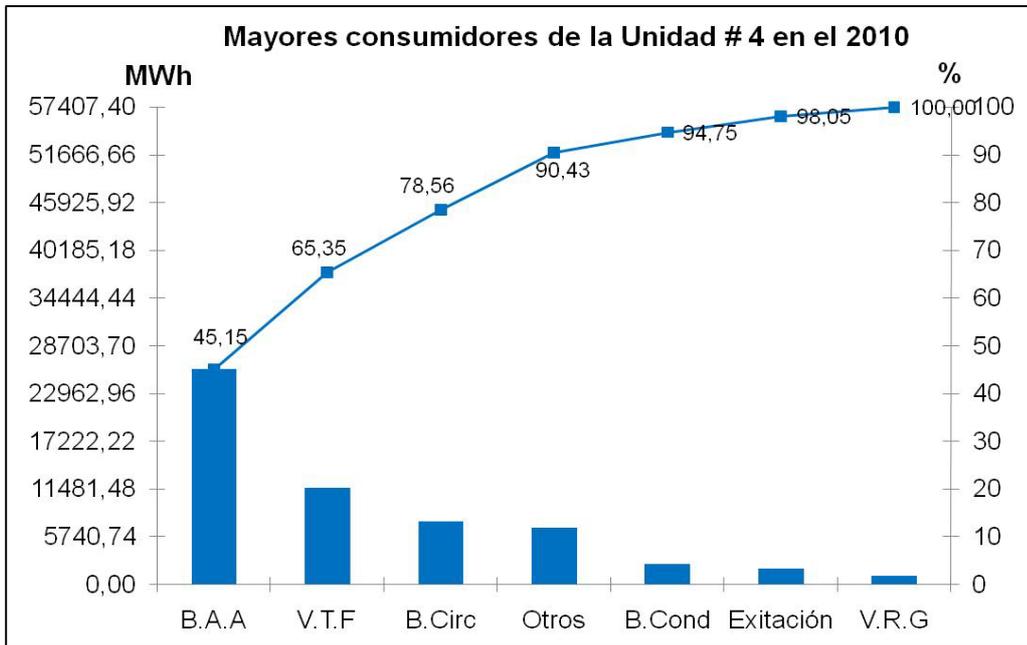


Figura 2.13. Mayores consumidores de la Unidad # 4 en el 2 010.

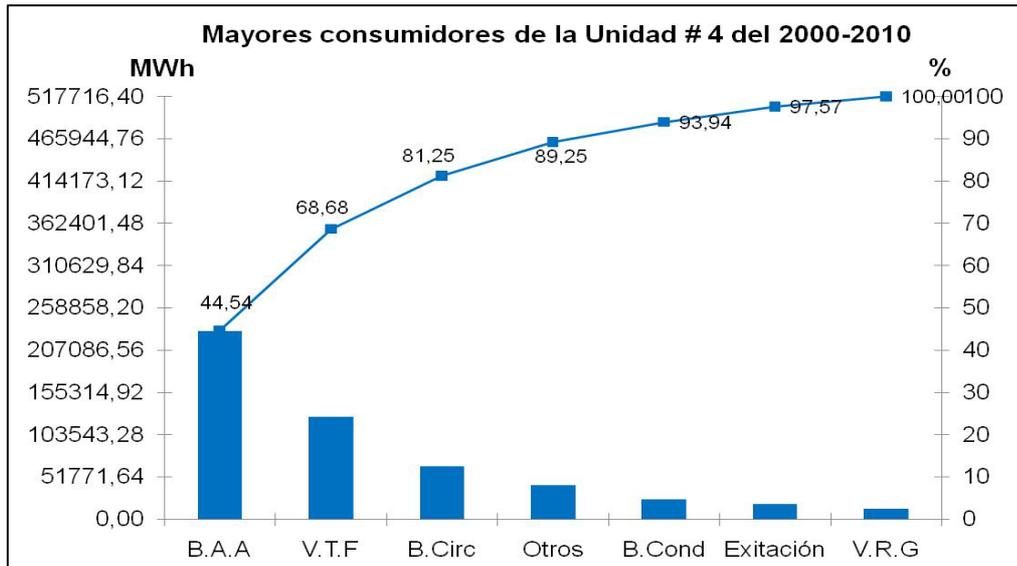


Figura 2.14. Mayores consumidores de la Unidad # 4 del 2 000 al 2 010.

En las figuras 2.11, 2.12 y 2.13 podemos apreciar a través de un diagrama de Pareto los mayores consumidores de la Unidad # 4 escogiendo aleatoriamente tres años donde las bombas de agua de alimentación son las de mayor consumo con un 44,54% como promedio que se representa en la figura 2.14 y a continuación le siguen los

ventiladores de tiro forzado, las bombas de circulación, otros, bombas de condensado, excitación y V.R.G.

2.3 Comportamiento del consumo de las B.A.A de la Unidad # 3 y 4 del 2 000 hasta el 2 010.

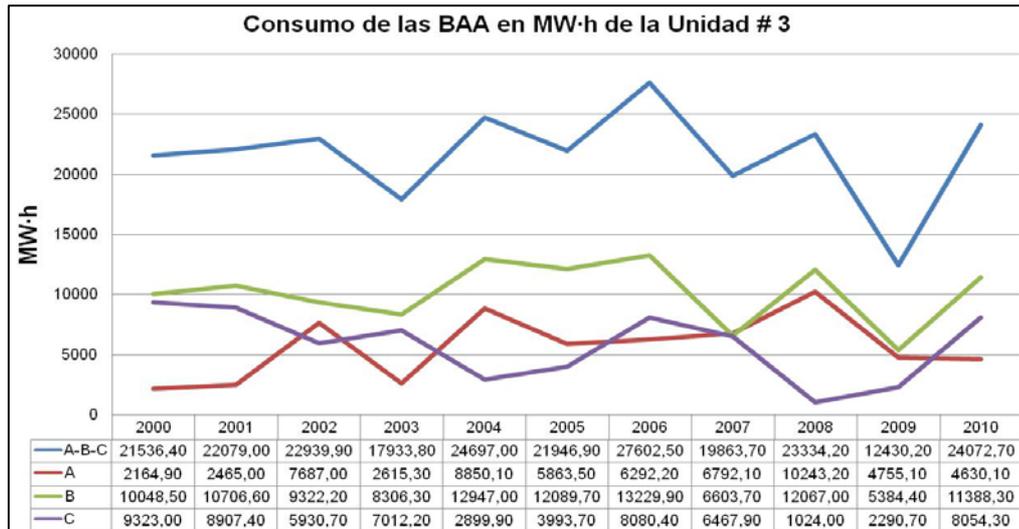


Figura 2.15. Consumo de las bombas de agua de alimentación A, B y C en MW-h de la Unidad # 3 del 2 000 al 2 010.

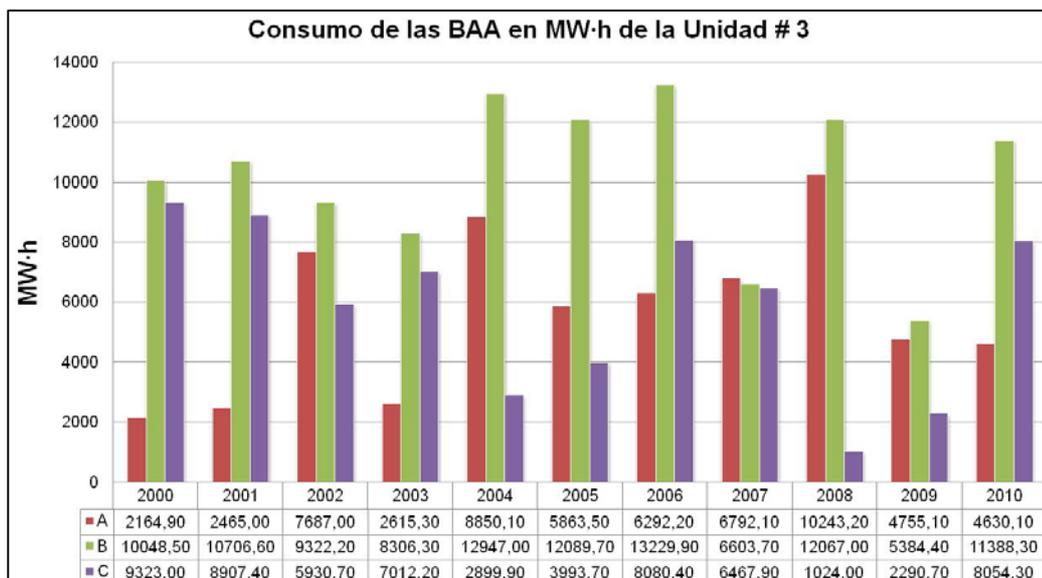


Figura 2.16. Consumo de las bombas de agua de alimentación A, B y C en MW-h de la Unidad # 3 del 2 000 al 2 010.

Capítulo II: Análisis del comportamiento del Insumo de la CTE “Carlos M. de Céspedes” desde el 2 000 hasta el 2 010.

En las figuras 2.15 y 2.16 se puede ver el comportamiento de las bombas de agua de alimentación en MW·h de la Unidad # 3 en un período de 10 años donde la bomba B ha sido la más utilizada. Eso trae como consecuencia un deterioro más rápido del equipo y mayor cantidad de mantenimiento en un mismo período con relación a las otras dos bombas A y C.

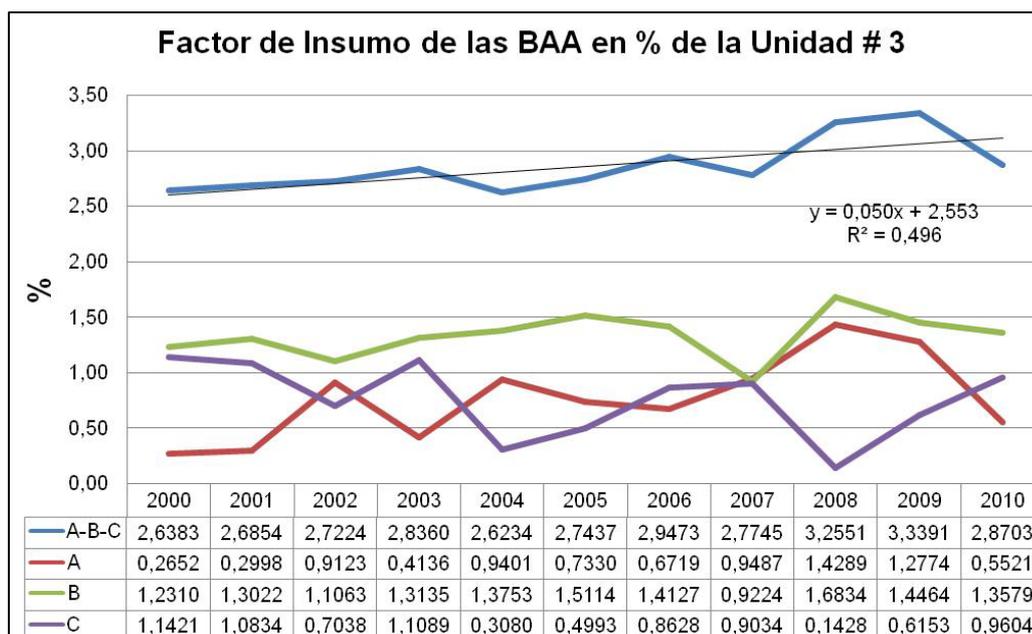


Figura 2.17. Factor de Insumo de las bombas de agua de alimentación A, B y C en % de la Unidad # 3 del 2 000 al 2 010.

En la figura 2.17 podemos ver el Factor de Insumo de las bombas de agua de alimentación en % de la Unidad # 3. Donde el Insumo estuvo de un 2,62% hasta casi un 3%, a excepción de los años 2 008 y 2 009 que fueron por encima del 3%. Se puede apreciar la tendencia a incrementar del insumo de las tres B.A.A, con un 1,92% anual.

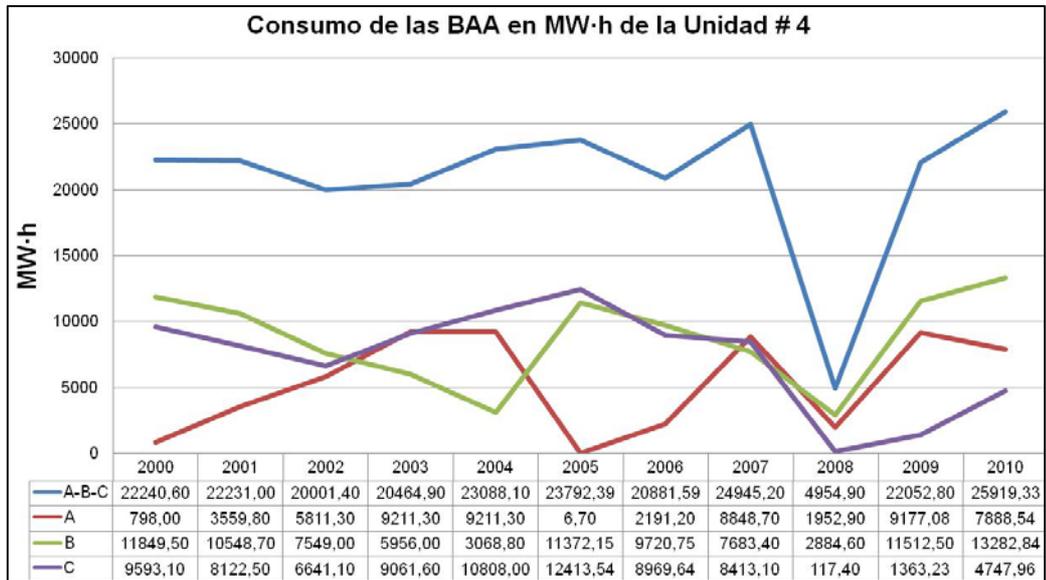


Figura 2.18. Consumo de las bombas de agua de alimentación A, B y C en MW·h de la Unidad # 4 del 2 000 al 2 010.

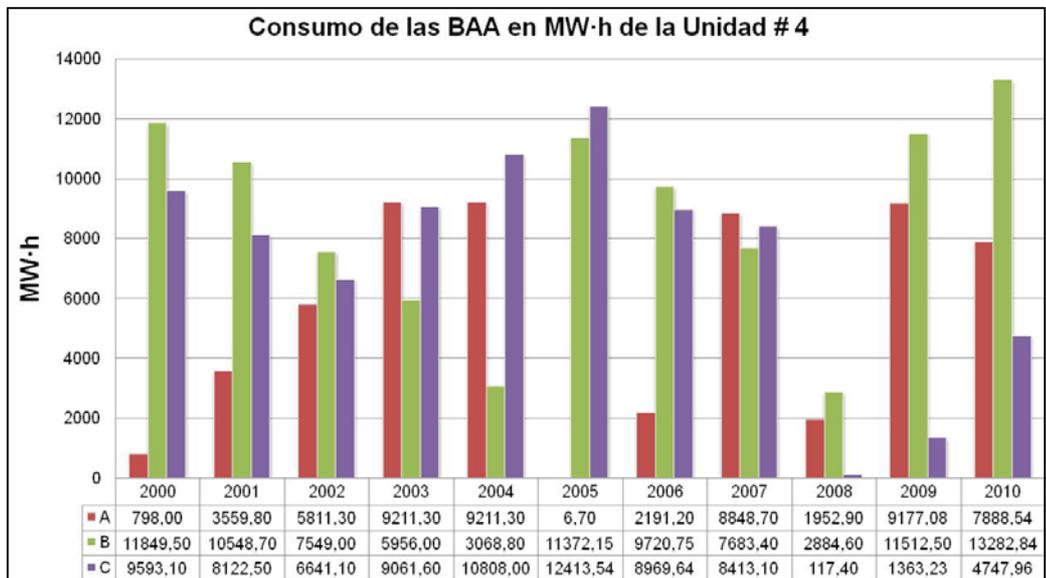


Figura 2.19. Consumo de las bombas de agua de alimentación A, B y C en MW·h de la Unidad # 4 del 2 000 al 2 010.

En las figuras 2.18 y 2.19 se puede ver el comportamiento de las bombas de agua de alimentación en MW·h de la Unidad # 4 en un período de 10 años donde la bomba B y C han sido las que más se han utilizado y por consecuencia las de mayor consumo. Lo

Capítulo II: Análisis del comportamiento del Insumo de la CTE “Carlos M. de Céspedes” desde el 2 000 hasta el 2 010.

que trae como consecuencia un deterioro más rápido del equipo y mayor cantidad de mantenimiento en un mismo período en relación a la otra bomba A.

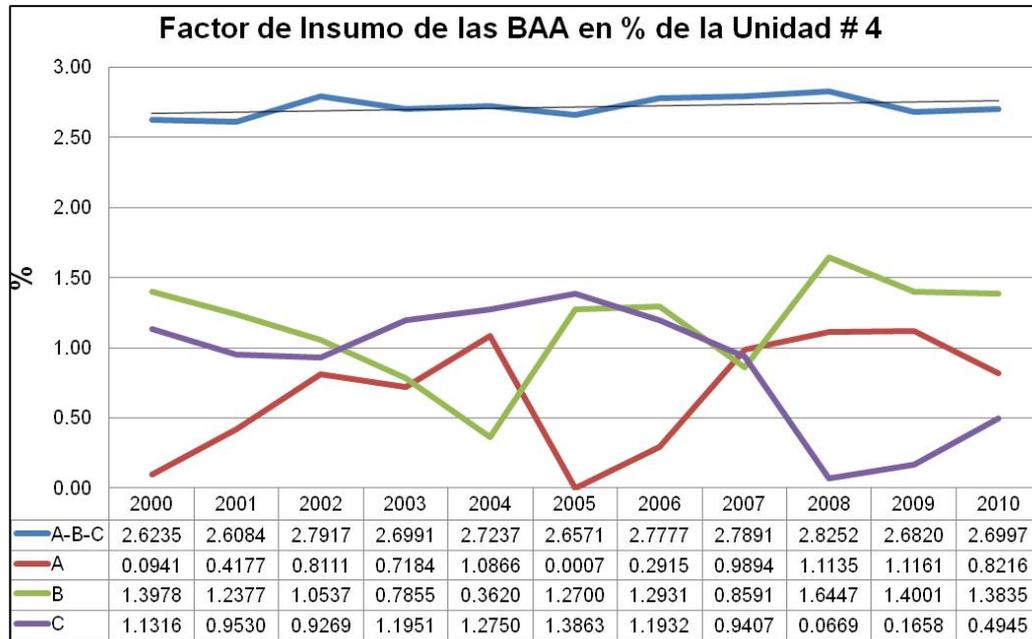


Figura 2.20. Factor de Insumo de las bombas de agua de alimentación A, B y C en % de la Unidad # 4 del 2 000 al 2 010.

En la figura 2.20 podemos ver el Factor de Insumo de las bombas de agua de alimentación en % de la Unidad # 4. Donde el Insumo estuvo en un rango de un 2,60% hasta un 2,83%. En comparación con la Unidad # 3 estas bombas presentan más bajo factor de insumo, aunque hay que tener en cuenta que las mismas sufrieron una reparación capital en el 2 008, a pesar de eso el factor de insumo ha estado más estable. Tiene una tendencia a incrementar el insumo de las tres B.A.A, con un 0,34% anual.

CONCLUSIONES PARCIALES II

1. La Generación Bruta más alta que alcanzó la Unidad # 3 fue en el 2 004 y la menor en el 2 009, el Factor de Insumo más alto fue en el año 2 009 con un 7,80% y la menor fue en el 2004 con un 5,92%.
2. La Generación Bruta más alta que alcanzó la Unidad # 4 fue en el 2 010 y la menor en el 2 008, el Factor de Insumo más alto fue en el año 2 008 con un 6,97% y la menor fue en el 2 005 con un 5,55%.
3. En los diagramas de Pareto se puede ver como las B.A.A son las mayores consumidoras con un 44,41% en el caso de la Unidad # 3 y de un 44,54% en el caso de la Unidad # 4 del total del insumo en los 10 años estudiados.
4. Podemos ver que las bombas de agua de alimentación, los ventiladores de tiro forzado y las bombas de circulación son como el 80% del insumo de la planta.
5. En la Unidad # 3 la bomba de agua de alimentación C fue la de mayor consumo a lo largo de 10 años.
6. En la Unidad # 4 la bomba de agua de alimentación B y C fueron las mayores consumidoras a lo largo de 10 años.
7. Las bombas de agua de alimentación de la Unidad # 3 tuvo una tendencia de incrementar en un 1,92% anual su Factor de Insumo.
8. Las bombas de agua de alimentación de la Unidad # 4 tuvo una tendencia de incrementar en un 0,34% anual su Factor de Insumo.

CAPITULO III

CAPITULO 3: ESTUDIO DEL CONSUMO DE LAS BOMBAS DE AGUA DE ALIMENTAR CALDERA CON EL USO DE INTELIGENCIA ARTIFICIAL.

3.1 Consideraciones Generales para las Pruebas de las Bombas.

Las pruebas en las condiciones de explotación y en los laboratorios se llevan a cabo ordinariamente con frecuencia de rotación constante del árbol de la máquina. Si no se logra observar esta condición, entonces los parámetros medidos se corrigen por las fórmulas de proporcionalidad.

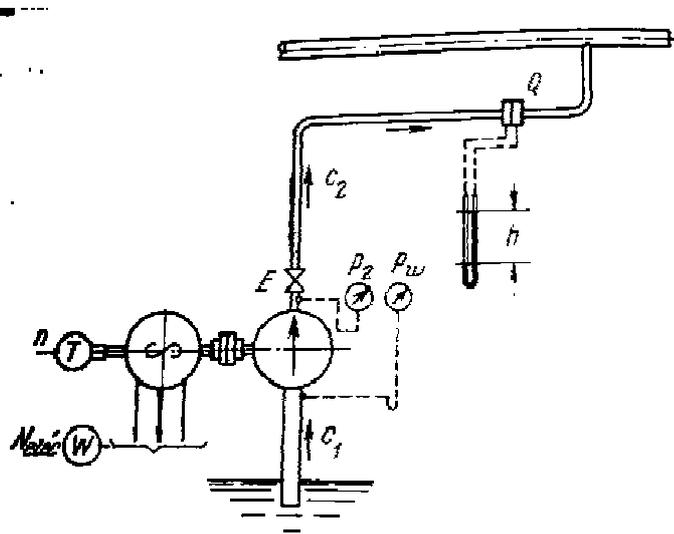


Figura 3.1. Esquema de las mediciones durante el trazado de la característica de una bomba centrífuga con $n = const$.

Las características para $n = var$ se obtiene mediante el recálculo de las características para $n = const$ por las fórmulas de proporcionalidad.

Durante las pruebas, con el fin de obtener las características energéticas, se deben medir el caudal, la altura de presión (o la presión), la potencia y la frecuencia de rotación del árbol de la máquina. En la figura 3.1 se da el esquema de disposición de los aparatos empleados durante las pruebas de las bombas.

El ensayo de la bomba consiste en la medición de Q , H , N y n para distintos regímenes de funcionamiento, establecidos abriendo el estrangulador E .

Capítulo III: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial.

En el caso de bombas centrífugas el ensayo se comienza con el régimen de marcha en vacío, es decir, con el estrangulador E completamente cerrado; en el caso de bombas axiales, con el régimen de máximo caudal (máxima alimentación) con el estrangulador completamente abierto. La cantidad de regímenes de funcionamiento durante la pruebas, establecidos mediante las aberturas intermedias del estrangulador E , debe ser no menor de 15 (para obtener formas fiables de las características).

Los aparatos de medida y la metodología de elaboración de los resultados de las mediciones durante las pruebas en las condiciones de explotación deben asegurar un error relativo al medir el caudal no mayor de 3,2, la altura de presión, 2; la frecuencia de rotación 1%.

El caudal de las bombas se mide con ayuda de aparatos instalados en la tubería de presión. Al ensayar las bombas con agua el caudal se mide con un dispositivo de estrechamiento (tobera, diafragma) o midiendo las velocidades en la sección medida (método de puntos con la subsiguiente adición).

El dispositivo de estrechamiento, por ejemplo, el diafragma, condiciona la caída local de altura de presión $h_d = \xi c^2 / (2g)$. Adicionando aquí la ecuación del gasto $Q = c \pi d^2 / 4$, obtendremos $Q = m \sqrt{h_d}$, donde $m = \sqrt{\pi^2 d^4 g / 8 \xi}$.

El coeficiente ξ de resistencia local del diafragma se determina valiéndose de Guías en dependencia de la estructura del diafragma y la relación de los diámetros de la misma y de la tubería de carga de la bomba. Por consiguiente, el coeficiente m puede ser calculado, y la fórmula $Q = m \sqrt{h_d}$ es cómoda para calcular el gasto. La pérdida de altura de presión h_d en el diafragma al utilizar la fórmula $Q = m \sqrt{h_d}$ se expresa en metros de la columna del líquido, el gasto del cual se mide. Así, si la lectura del manómetro diferencial de mercurio del diafragma es h , entonces $h_d = h \rho_{mer} / \rho$, donde ρ_{mer} es la densidad del mercurio; ρ , la densidad del líquido suministrado por la bomba.

Al ensayar las bombas en condiciones de laboratorio el caudal se puede medir con ayuda de un dispositivo de evacuación del agua o tanques medidores.

La altura de presión estática, desarrollada por la máquina, se mide como la diferencia de las presiones estáticas absolutas ($p_2 - p_1$) en las tuberías de carga y aspiración. En

Capítulo III: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial.

este caso $H_{est} = (p_2 - p_1) / \rho g$. Para este fin se emplean manómetros de una clase de precisión no inferior a 0,6 para la tubería de carga, y no menor de 1,0 para la admisión. El manómetro y el vacuómetro es cómodo disponerlos a una misma altura, así como se muestra en la figura 3.1. En este caso no hay necesidad de tener en cuenta la diferencia de las marcas geométricas de los aparatos, si los tubos de impulsos de los mismos están llenos de líquido suministrado por la bomba.

Al medir las presiones se debe prestar especial atención en la correcta disposición de los lugares de toma de la presión, teniendo en cuenta que toda variación de las dimensiones de la sección provoca la aparición de fuerzas de inercia, que influyen en la presión en el lugar de disposición de orificio de impulso. En todos los casos de medición de las presiones es deseable utilizar varios orificios de impulso, unidos por medio de una cámara común (mediadora).

Si se han determinado las presiones absolutas p_1 y p_2 en las tuberías de aspiración y de carga de la bomba, entonces la altura de presión total, desarrollada por la bomba, al disponer los aparatos a una misma altura, será igual a $H = \frac{p_2 - p_1}{\rho g} + \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$, donde c_1 y

c_2 son las velocidades medias, calculadas según el caudal y las áreas de las secciones de la tubería de aspiración y de carga.

Los puntos correspondientes ha Q y H , medidos para distintos regímenes, se trazan en la gráfica y uniéndolos con una curva suave, se obtiene la característica de carga energética.

La potencia de la bomba se determina, bien midiendo el momento torsor M en el árbol y la frecuencia de rotación n , bien midiendo directamente la potencia transmitida por el motor.

La medición de M se puede realizar por varios procedimientos. En las condiciones de laboratorio es cómodo emplear el motor eléctrico de balancín; en este caso el estator del motor eléctrico está suspendido de cojinetes de contacto rodantes, los ejes geométricos de los cuales coinciden con el eje del rotor del motor eléctrico. El momento torsor, desarrollado por el motor eléctrico, se transmite, por intermedio del embrague, al árbol de la máquina accionada; él se obtiene como resultado de la interacción de fuerza entre los devanados del estator y el rotor del motor eléctrico. Por eso el momento, que

Capítulo III: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial.

gira al árbol de la máquina, es igual al momento que tiende a girar el estator del motor eléctrico con respecto a su eje; este último se mide colgando una carga equilibradora a la palanca, fijada radialmente al estator del motor eléctrico. Si la masa de la carga, suspendida a la palanca, es igual a m , kg , y la distancia horizontal del punto de suspensión de la misma del eje de la máquina es igual a l , m , entonces el momento, en J , transmitido por el motor eléctrico al árbol de la máquina, es igual a $M = mgl$.

A veces para medir M se emplean instalaciones del motor eléctrico sobre una plataforma oscilante. Este procedimiento es análogo al descrito con motor de balancín.

Al medir el momento con ayuda del motor eléctrico de balancín o el motor sobre la plataforma oscilante se debe tener en cuenta los momentos de ventilación y mecánico del motor, que se determinan al funcionar el motor sin carga.

Otro procedimiento de medición del momento torsor consiste en empleo del dinamómetro de torsión. En este caso entre los árboles del motor eléctrico y de la máquina accionada se instala un eje elástico, hecho de acero, con alto límite de proporcionalidad. El momento transmitido por tal eje es proporcional a su ángulo de torsión; por eso es suficiente medir el ángulo de torsión al girar el eje por medio de un dispositivo estroboscópico y por éste determinar el momento en el árbol de la máquina.

La frecuencia de rotación del árbol de la máquina se mide con ayuda de un tacómetro o un contador.

Valiéndose del momento torsor en el árbol de la máquina y la frecuencia de rotación medidos es fácil hallar la potencia, en kW : $N = M \cdot w$ o bien $N = \frac{mglw}{1000}$, donde

$$w = \pi n / 30 \quad 1/s.$$

En las condiciones de producción el procedimiento más accesible de medición de la potencia en el árbol es por la potencia eléctrica en los bornes del motor eléctrico de accionamiento.

Empleando aparatos eléctricos de precisión, se mide la potencia eléctrica $N_{eléc}$ en los bornes del motor eléctrico y por la dependencia entre potencia en los bornes y el rendimiento del motor eléctrico, previamente ensayado, se determina la potencia del

Capítulo III: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial.

motor N_{mot} la cual, al acoplar el embrague, es igual a la potencia en el árbol de la

máquina: $N_{mot} = \eta_{mot} N_{eléc} = N$.

Al ensayar la bomba su rendimiento se determina como el cociente de la división de la potencia útil entre la potencia de la bomba: $\eta = N_u / N = \rho Q g H / 1000 N$.

Trazando la gráfica los valores correspondientes de Q , N y Q , η , medidos para distintos regímenes, obtenemos las características $N = F(Q)$ y $\eta = \varphi(Q)$. (V, M, CHERKASSKI, 1986)

3.2 Modelos para controlar el consumo diario promedio de las B.A.A.

Diariamente se lleva la carga promedio de la Unidad # 3 y de la Unidad # 4 en MW, el consumo de las B.A.A en MW·h que hayan trabajado ese día (de tres bombas trabajan dos en paralelo), así como se calcula el factor de insumo de las B.A.A (cuanto de la generación bruta consumieron las mismas). Estas variables se registran desde el año 2 000. Como la carga promedio de la Unidad es diferente todos los días y como es lógico el consumo diario de las B.A.A también es diferente, se hace complejo mantener un estricto control sobre el consumo.

Para lograr este control se crearon seis modelos con redes neuronales artificiales soportadas en Matlab dando como entradas la Carga Promedio y el Factor de Insumo; y como salidas los consumos de dos B.A.A trabajando en paralelo durante todo el día. Para crear este modelo se escogieron los datos de uno de los años con más bajo factor de insumo general de la Unidad desde el 2 000 hasta 2 010. Con el modelo creado se hizo una simulación con la carga promedio y el factor de insumo del año 2 010 y este se comparó con el consumo real de ese mismo año. Los resultados de pueden observar en las figuras 3.4 – 3.9.



Figura 3.2. Esquema del modelo desarrollado con inteligencia artificial para el control diario del consumo de las B.A.A.

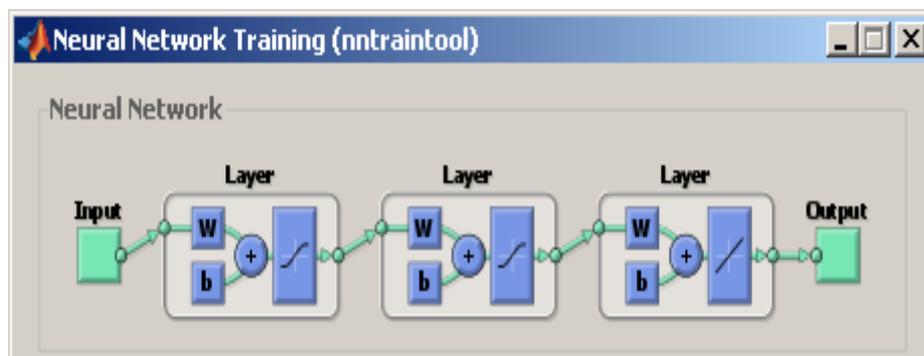


Figura 3.3. Arquitectura general de la RNA utilizada para controlar el consumo en MW·h promedio del día.

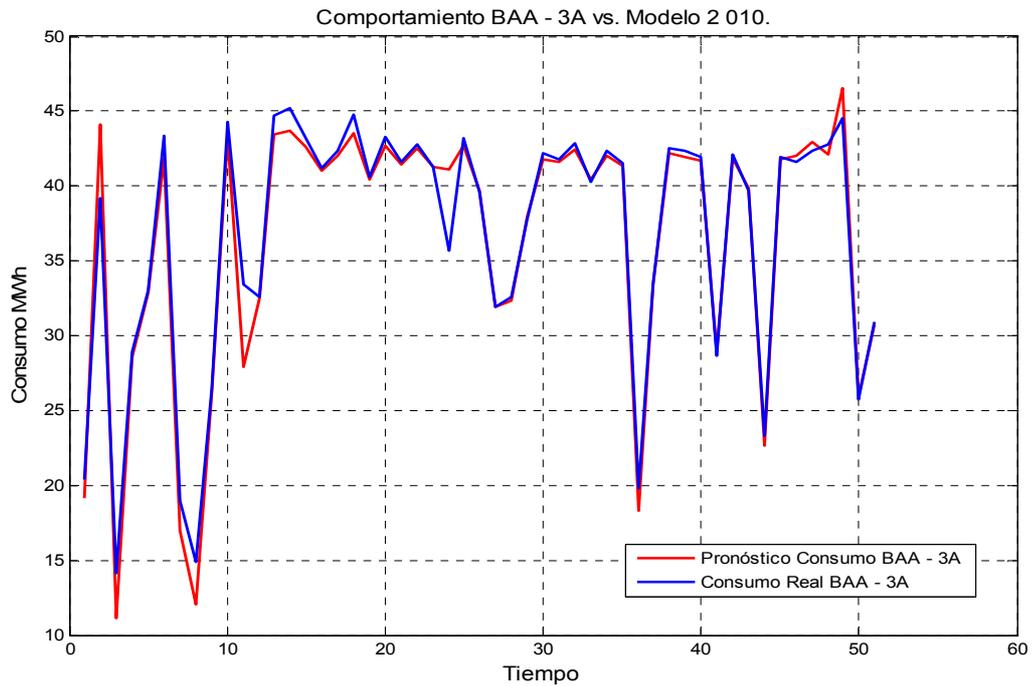


Figura 3.4. Comportamiento B.A.A – 3A vs Modelo 2 010.

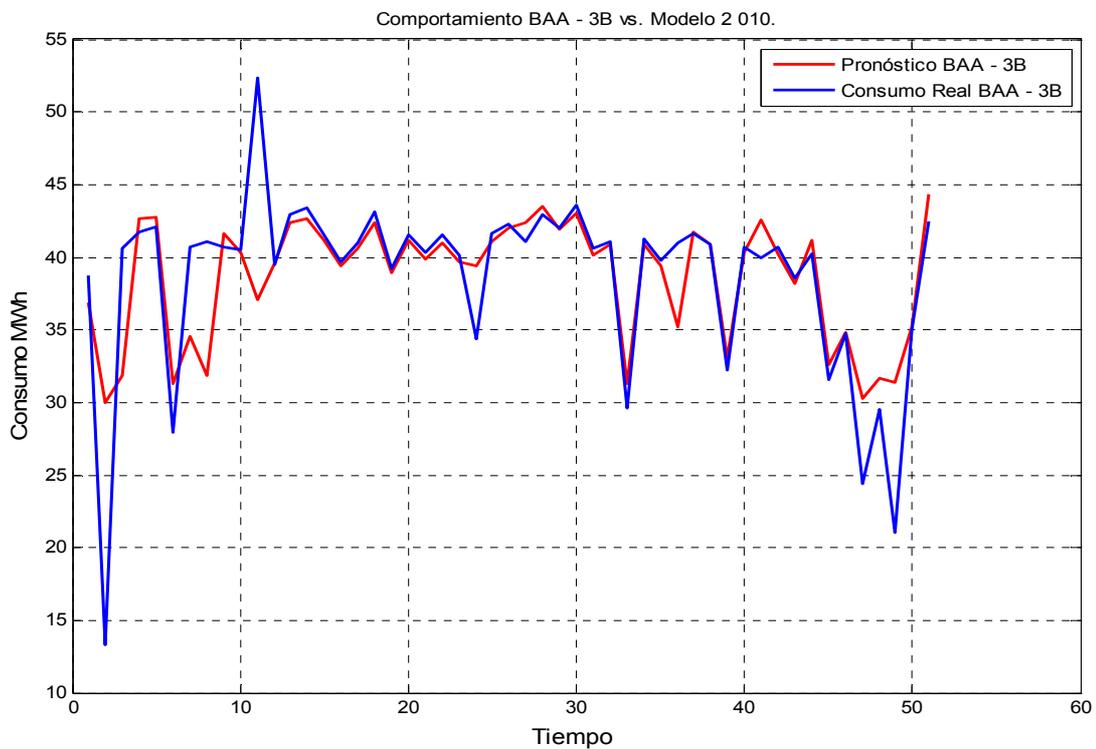


Figura 3.5. Comportamiento B.A.A – 3B vs Modelo 2 010.

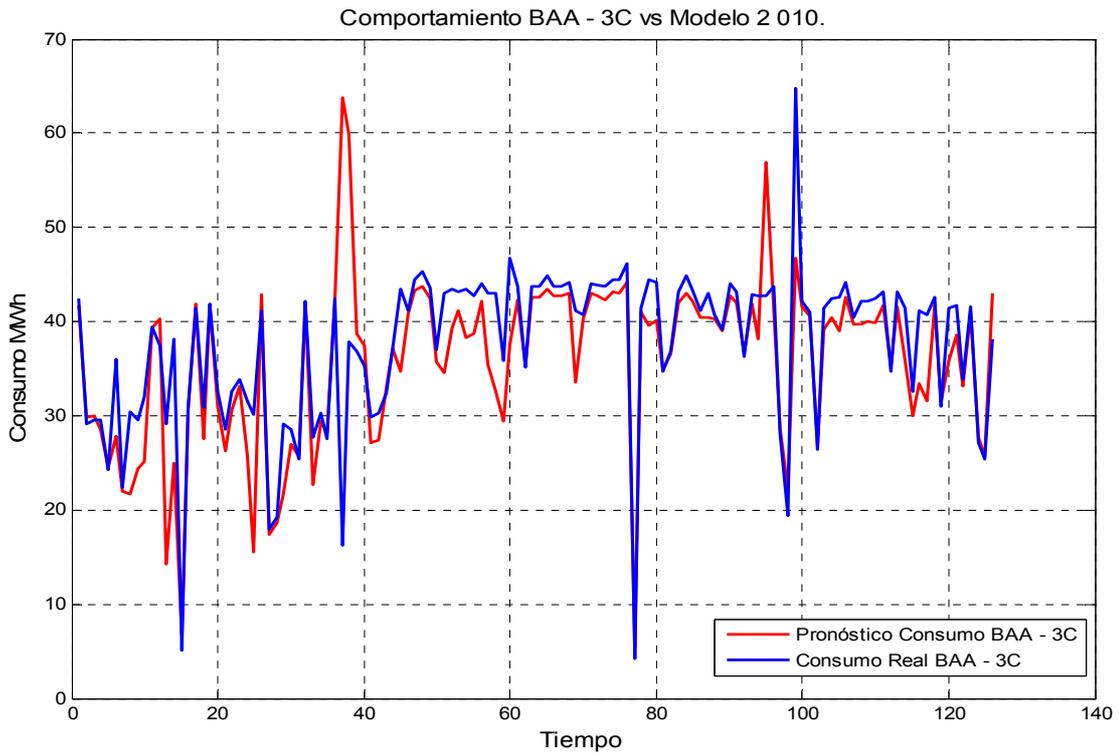


Figura 3.6. Comportamiento B.A.A – 3C vs Modelo 2 010.

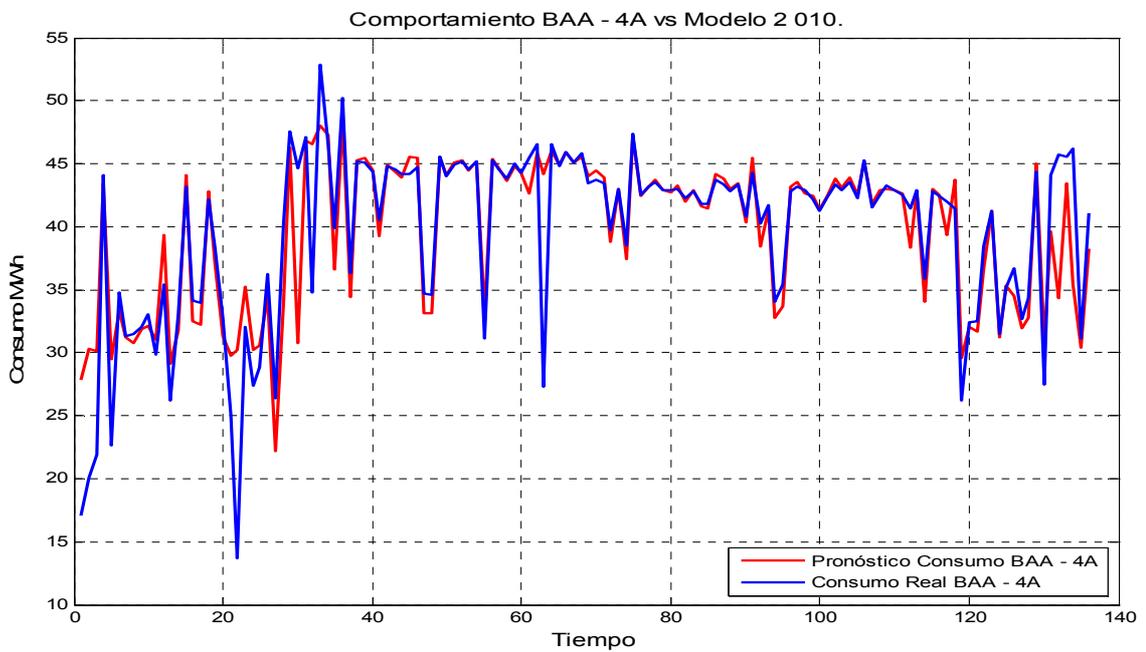


Figura 3.7. Comportamiento B.A.A – 4A vs Modelo 2 010.

Capítulo III: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial.

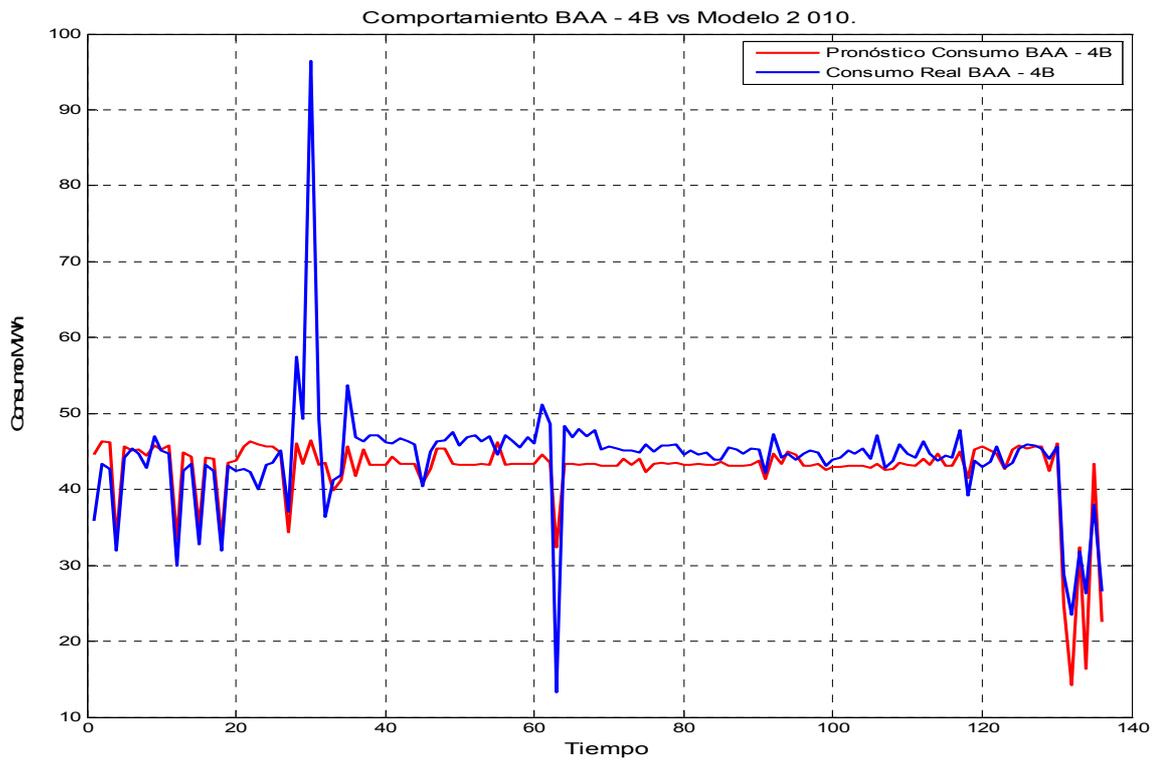


Figura 3.8. Comportamiento B.A.A – 4B vs Modelo 2 010.

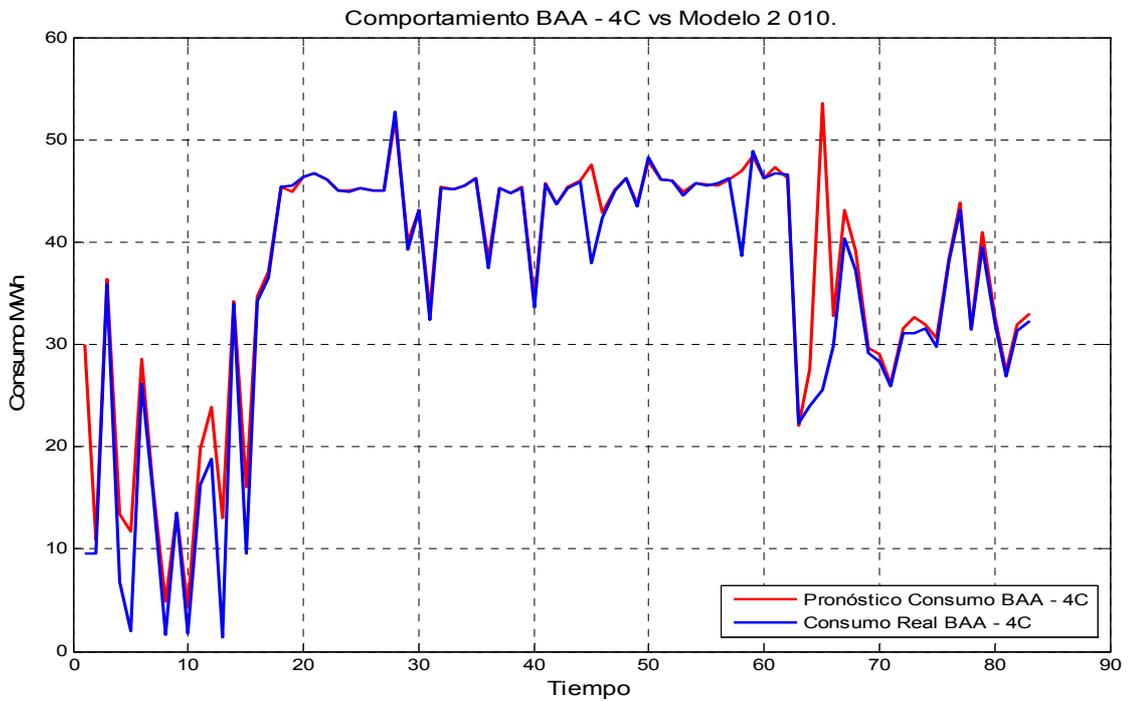


Figura 3.9. Comportamiento B.A.A – 4C vs Modelo 2 010.

Capítulo III: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial.

En las figuras 3.4 a la 3.9 podemos ver los resultados del modelo utilizando como referencia el mejor año del insumo de las B.A.A comparado con el 2 010. En las figuras 3.6 y 3.8 se puede apreciar como existe un aumento del consumo de las B.A.A – 3C y 4B. Esto está dado por un desgaste del equipo y desgaste en el sistema. Este aumento en el consumo trae como consecuencia que aumente el factor de insumo de las B.A.A y del factor de insumo general de las Unidades.

3.3 Aplicación de un procedimiento para la obtención de las curvas energéticas de las Bombas Centrífugas en condiciones de campo a la B.A.A – 3C.

Para la obtención de las curvas energéticas reales en condiciones de campo de la B.A.A – 3C se siguió el siguiente procedimiento.

1. Se conectó en la B.A.A un analizador de redes digital para determinar todos los parámetros de la corriente eléctrica a la entrada del motor.
2. El flujo se midió con un flujómetro de placa de orificio instalado a la descarga de la B.A.A.
3. Se hicieron 5 corridas de toma de datos; cada 10 minutos se registraron cada una de los parámetros eléctricos y de flujos con la bomba trabajando en un mismo estado de carga. (Estas mediciones los equipos las registran en memoria automáticamente de manera sincronizada). A la vez se tomó la lectura del manómetro situado a la descarga y a la succión de la B.A.A cada 10 minutos también y se midieron las r.p.m. en eje del motor con un tacómetro óptico.
4. Los estados de carga de la B.A.A se regularon subiendo la carga de la Unidad # 3. La prueba se hizo a 40 MW, a 60 MW y a 78,5 MW.

Capítulo III: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial.

5. Se utilizó el programa Matlab versión 10 para la obtención de la potencia en el eje de las bombas con mediciones en condiciones de campo con el método desarrollado por el Dr. J. Gómez¹.

6. Se procesó la información con las ecuaciones descritas en el epígrafe 3.1.

Siguiendo el procedimiento anterior se obtuvieron los siguientes resultados:

Tabla 3.1. Mediciones obtenidas con el analizador de redes.

| Carga Unidad | Vab | Vbc | Vca | Ia | Ib | Ic | Frecuencia Med | Potencia Activa Total Med |
|--------------|---------|---------|---------|--------|--------|--------|----------------|---------------------------|
| 40 | 5988,81 | 6004,24 | 5971,59 | 179,18 | 183,79 | 184,31 | 59,88 | 1685891,64 |
| 40 | 5988,27 | 6002,04 | 5971,92 | 180,70 | 185,08 | 185,72 | 59,97 | 1697957,11 |
| 40 | 5985,83 | 5999,71 | 5969,91 | 183,31 | 187,73 | 188,46 | 60,09 | 1720498,04 |
| 40 | 5988,72 | 6002,73 | 5973,03 | 180,72 | 185,05 | 185,86 | 59,84 | 1698985,97 |
| 40 | 5989,61 | 6003,47 | 5972,95 | 180,41 | 184,71 | 185,42 | 59,82 | 1695197,95 |
| 60 | 6132,73 | 6146,63 | 6114,42 | 194,09 | 198,56 | 199,28 | 59,88 | 1857427,05 |
| 60 | 6131,27 | 6144,91 | 6111,77 | 194,86 | 199,21 | 200,00 | 59,97 | 1862617,99 |
| 60 | 6134,27 | 6147,70 | 6110,11 | 191,27 | 195,42 | 196,03 | 59,67 | 1828853,38 |
| 60 | 6129,62 | 6143,57 | 6107,93 | 196,01 | 200,49 | 201,19 | 60,11 | 1871316,34 |
| 60 | 6130,45 | 6144,37 | 6106,64 | 194,21 | 198,45 | 199,23 | 59,93 | 1854667,89 |
| 78,5 | 6434,16 | 6447,95 | 6408,38 | 201,17 | 205,38 | 206,29 | 60,20 | 2011144,83 |
| 78,5 | 6434,66 | 6449,53 | 6399,24 | 197,26 | 201,40 | 202,24 | 59,86 | 1970926,59 |
| 78,5 | 6438,33 | 6452,86 | 6403,66 | 195,83 | 199,97 | 200,61 | 59,64 | 1957925,81 |
| 78,5 | 6437,00 | 6452,73 | 6394,29 | 195,91 | 200,01 | 200,83 | 59,77 | 1956008,43 |
| 78,5 | 6435,07 | 6451,15 | 6395,34 | 198,65 | 202,78 | 203,75 | 59,99 | 1982617,94 |

¹ Gómez Sarduy, Julio Rafael. Determinación de la Eficiencia de los Motores Asíncronos en Condiciones de Campo. Marcos Alberto de Armas Teyra, tutor. – Tesis para Optar por el Grado Científico de Doctor en Ciencias Técnicas, ISTECA (V.C), 2006. – 93 h.: ilus.

Capítulo III: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial.

En la tabla 3.1 se pueden observar los parámetros medidos con el analizador de redes como son: voltaje en las tres líneas (medidos en Volt) los cuales se pueden observar en las columnas Vab, Vbc y Vca, intensidad de la corriente en las tres líneas (medidos en Ampere) en las columnas Ia, Ib y Ic, la frecuencia de la corriente (medida en Hertz) y la potencia activa total (medida en Watt).

Tabla 3.2. Parámetros medidos para la construcción de la curva característica.

| Hora | Carga Unidad | Flujo | Pr. Desc | Pr. Succ. | r.p.m. | Carga |
|------|--------------|-------|----------|-----------|--------|-------|
| 2:00 | 40 | 160 | 180 | 5 | 3589 | 175 |
| 2:10 | 40 | 163 | 180 | 4,8 | 3572 | 175,2 |
| 2:20 | 40 | 165 | 180 | 4,7 | 3581 | 175,3 |
| 2:30 | 40 | 165 | 180 | 4,7 | 3576 | 175,3 |
| 2:40 | 40 | 165 | 180 | 4,7 | 3577 | 175,3 |
| 2:55 | 60 | 220 | 170 | 5,3 | 3565 | 164,7 |
| 3:05 | 60 | 220 | 170 | 5,4 | 3571 | 164,6 |
| 3:15 | 60 | 220 | 170 | 5,5 | 3561 | 164,5 |
| 3:25 | 60 | 220 | 170 | 5,5 | 3568 | 164,5 |
| 3:35 | 60 | 220 | 170 | 5,5 | 3575 | 164,5 |
| 3:50 | 78,5 | 270 | 155 | 6,2 | 3587 | 148,8 |
| 4:00 | 78,5 | 271 | 155 | 6,3 | 3570 | 148,7 |
| 4:10 | 78,5 | 275 | 155 | 6,3 | 3570 | 148,7 |
| 4:20 | 78,5 | 280 | 155 | 6,3 | 3572 | 148,7 |
| 4:30 | 78,5 | 280 | 155 | 6,3 | 3573 | 148,7 |

Capítulo III: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial.

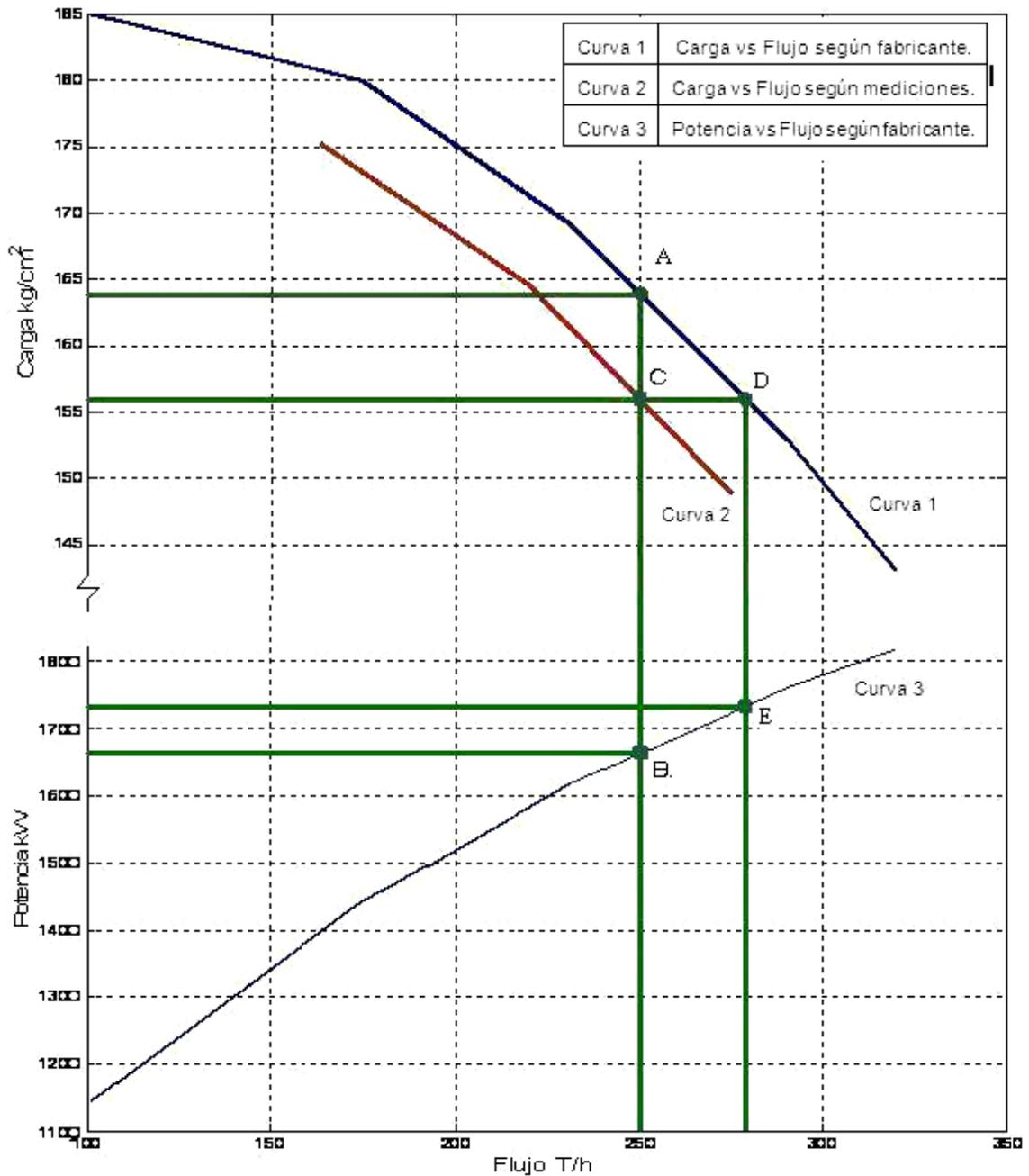


Figura 3.10. Curva Carga vs Flujo y Potencia vs Flujo de la B.A.A – 3C.

En la figura 3.10 se muestra la curva carga – flujo según mediciones comparada con la dada por el fabricante y la curva de potencia dada por el fabricante. Tomando como referencia un valor de flujo de 250 T/h y desplazándonos hasta el punto A obtenemos un valor de carga de $163,5 \text{ kg/cm}^2$ por la curva del fabricante, con una potencia de

Capítulo III: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial.

1 660 kW en el punto B. Para ese mismo valor de flujo en el punto C se obtiene un valor de carga de 156 kg/cm^2 por la curva de las mediciones reales del equipo. Luego a carga constante de 156 kg/cm^2 vemos el punto D que corta a la curva del fabricante, para llegar al punto E el que indica el valor de sobreconsumo producto del nos da los valores reales de potencia y flujo de la bomba que son de 1 735 kW y 280 T/h. Después de esta prueba podemos ver un incremento de potencia de 75 kW y una caída de carga de $7,5 \text{ kg/cm}^2$.

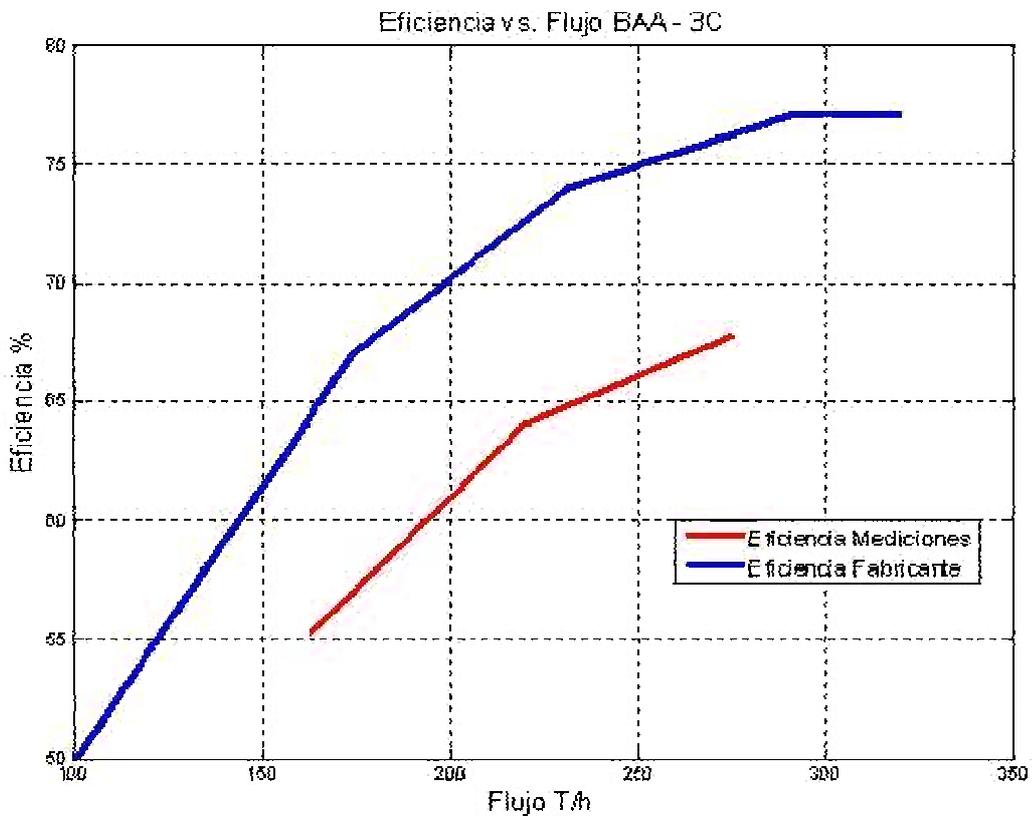


Figura 3.11. Eficiencia vs Flujo B.A.A – 3C

La figura 3.11 podemos apreciar como la B.A.A – 3C ha perdido los parámetros de fábrica disminuyendo su eficiencia en un 9% con respecto a la del fabricante.

3.4 Método para controlar el sobreconsumo de las B.A.A con el uso de Inteligencia Artificial.

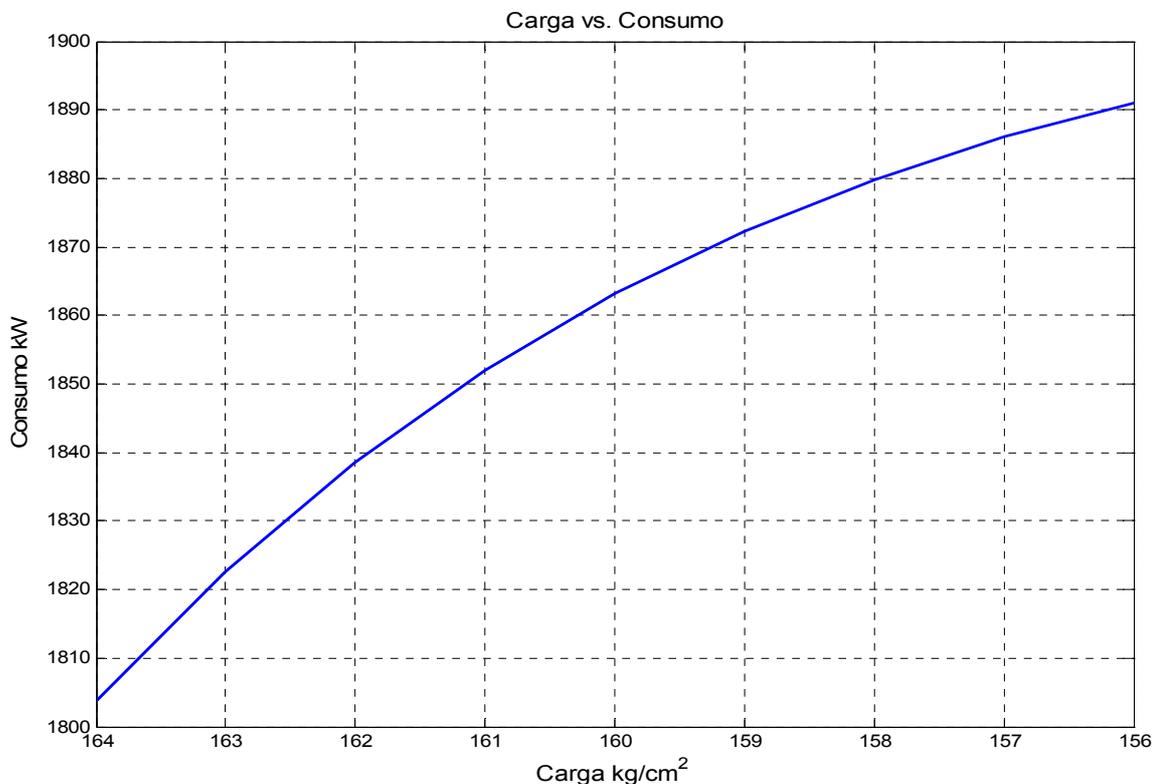


Figura 3.12. Carga vs Consumo

Con las mediciones realizadas y con los valores dados por el fabricante se creó un modelo con redes neuronales cuyas entradas son la Carga y el Flujo, siendo la salida el consumo del motor. Con este modelo se simuló lo que pasa con el consumo cuando para un mismo flujo la carga de la bomba va disminuyendo. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 3.12.

En la figura 3.12 se observa que comportamiento sigue el consumo al ir disminuyendo la carga de la bomba para un mismo valor de flujo durante un determinado tiempo de operación. Este modelo fue simulado para un flujo de 250 T/h el modelo polinómico obtenido de la curva es $f(x) = p_1 \cdot x^2 + p_2 \cdot x + p_3$ donde: $p_1 = -0,9814$; $p_2 = 303,3$; $p_3 = -2,155e+004$, con esta ecuación se puede conocer el sobreconsumo de la bomba con tan solo obtener el valor de la carga en un momento determinado.

Capítulo III: Estudio del consumo de las Bombas de agua de alimentar caldera con el uso de inteligencia artificial.

A través de esta curva se puede observar que el desgaste de la bomba ha provocado un sobreconsumo de 80 kW (para una eficiencia del motor del 94%) lo que en un año representa 700 800 kW·h y 645 437 kg CO₂.



Figura 3.13. Esquema del modelo desarrollado con inteligencia artificial para controlar el consumo producido por el desgaste de las B.A.A.

CONCLUSIONES PARCIALES III

1. Con el modelo matemático realizado con el año de mejor comportamiento (2 004), en el caso de la Unidad # 3, del insumo comparado con el año 2 010 se pudo ver que la B.A.A – 3C aumentó su consumo.
2. En la Unidad # 4 con el modelo matemático realizado con el año de mejor comportamiento del insumo (2 001) comparado con el año 2 010 se pudo ver que la B.A.A – 4B aumentó su consumo.
3. Con las mediciones realizadas se conoció que la carga disminuyó en $7,5 \text{ kg/cm}^2$ en la curva Carga – Flujo de la B.A.A – 3C producto del desgaste, lo que provocó un sobreconsumo de 80 kW.
4. Un sobreconsumo de 80 kW representa en un año 700 800 kW·h y 645 437 kg CO₂ emitidos de más a la atmósfera.
5. El desgaste en la B.A.A – 3C representa una disminución de eficiencia en un 9% con respecto a la dada por el fabricante.
6. Los modelos desarrollados con el uso de la inteligencia artificial permiten controlar el incremento del insumo para evitar sobreconsumos de una manera eficiente y rápida. Esto permite dar mantenimientos en un tiempo razonable evitando el derroche de energía y disminuyendo las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

1. El insumo de las plantas térmicas constituye entre un 4 y un 6% de la energía producida.
2. Los equipos mayores consumidores de las plantas térmicas según los datos de chapa son las bombas de agua de alimentación, los ventiladores de tiro forzado y las bombas de circulación, con 1850 kW, 870 kW y 450 kW respectivamente.
3. La Unidad # 3 alcanzó la Generación Bruta más alta de 941 403 MW·h y el menor Factor de Insumo de 5,92% en el 2 004, en el 2 009 fue la menor Generación Bruta con 372 261 MW·h y el mayor Factor de Insumo de 7,8%.
4. La Unidad # 4 alcanzó la Generación Bruta más alta de 960 094 MW·h en el 2010 y el menor Factor de Insumo de 5,52% en el 2 005, en el 2 008 fue la menor Generación Bruta con 175 383 MW·h y el mayor Factor de Insumo de 6,97%.
5. El Factor de Insumo de las bombas de agua de alimentación de la Unidad # 3 tuvo una tendencia de incrementar en un 1,92% anual, siendo la B.A.A – 3C la de mayor consumo.
6. El Factor de Insumo de las bombas de agua de alimentación de la Unidad # 4 tuvo una tendencia de incrementar en un 0,34% anual, siendo la B.A.A – 3B y 3C las de mayor consumo.
7. Las bombas de agua de alimentación, los ventiladores de tiro forzado y las bombas de circulación constituyen el 80% del insumo de la planta.
8. Con las mediciones realizadas se conoció que la carga disminuyó en 7,5 kg/cm² en la curva Carga – Flujo de las B.A.A – 3C producto de un desgaste, lo que provocó un sobreconsumo de 80 kW, lo que representa en un año 700 800 kW·h sobre consumidos y 645 437 kg CO₂ emitidos de más a la atmósfera.
9. El desgaste en la B.A.A – 3C representa una disminución de eficiencia en un 9% con respecto a la dada por el fabricante.
10. Los modelos desarrollados con el uso de la inteligencia artificial permiten controlar el incremento del insumo para evitar sobre consumos de una manera eficiente y rápida. Esto permite dar mantenimientos en un tiempo razonable evitando el derroche de energía y disminuyendo las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera.

RECOMENDACIONES

RECOMENDACIONES

1. Realizar un análisis estadístico del consumo con un período de 10 años de los ventiladores de tiro forzado y las bombas de circulación; para obtener los niveles de sobreconsumo y desgaste del equipo.
2. Realizar mediciones de campo a la B.A.A – 4B para obtener los parámetros reales de explotación, compararlo con los del fabricante y a determinar los niveles de desgaste.
3. Realizar mediciones de campo a los ventiladores de tiro forzado y las bombas de condensado, para realizar un modelo matemático con el fin de controlar el sobreconsumo y desgaste de los equipos.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

- Cherkasski, V, M, (1986). *Bombas ventiladores compresores*. URSS: MIR MOSCU.
- Domech, Williams, Francisco (1978a). *Unidad Japonesa 169 MW. Calderas*. La Habana, Cuba: Ministerio de la Industria Eléctrica.
- Domech, Williams, Francisco (1978b). *Unidad Japonesa 169 MW. Turbina y Equipos Auxiliares*. La Habana, Cuba: Ministerio de la Industria Eléctrica.
- Gómez Sarduy, Julio Rafalel. (2006). *Determinación de la Eficiencia de los Motores Asíncronos en Condiciones de Campo*. Tesis de doctorado, Universidad de Cienfuegos, Carlos Rafael Rodríguez.
- Karassik, Igor J., & Carter, Roy. (1994). *Bombas Centrífugas. Selección, operación y mantenimiento*. La Habana, Cuba: Pueblo y Educación.
- Rizhkin, V, Ya, (1987). *CENTRALES TERMO/ELECTRICAS (2° ed.)*. Playa, Ciudad de La Habana, Cuba: Pueblo y Educación.