



ISMMM

INSTITUTO SUPERIOR MINERO
METALURGICO DE MOA
DR. ANTONIO NUÑEZ JIMENEZ

Departamento de Eléctrica
Facultad de Metalurgia Electromecánica
Instituto Superior
Minero Metalúrgico de Moa

Trabajo de Diploma

En opción al Título de

Ingeniero Eléctrico

Título:
**Eficiencia Energética de los accionamientos con
bombas en los tanques E y F de la Planta de
Espesadores perteneciente a la Empresa Pedro Soto
Alba**

Autor: Arturo Legrá Paumier
Tutor: MSc. Gabriel Hernández Ramírez
Consultante: Ing. Arian Luis Columbié Silva

Moa, Holguín
Junio del 2014
“Año 56 de la Revolución”

Declaración de autoridad.

Yo, Arturo Legrá Paumier, autor de este trabajo de diploma titulado: “Eficiencia Energética de los accionamientos con bombas en los tanques E y F de la Planta de Espesadores perteneciente a la Empresa Comandante Pedro Soto Alba”, certifico su propiedad intelectual a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa “Dr. Antonio Núñez Jiménez”, el cual podrá hacer uso del mismo para los fines que estime pertinente.

Para que así conste firmamos la presente a los ____ días del mes de _____ del _____.

MSc. Gabriel Hernández Ramírez.

Diplomante. Arturo Legrá Paumier

Eficiencia Energética de los accionamientos con bombas en los tanques E y F de la planta de Espesadores de la Empresa Pedro Sotto Alba

Autor: Arturo Legrá Paumier.

DEDICATORIA:

Dedico este trabajo a mi Señor Jesús primeramente, a mi esposa, y a mis padres a quienes he tratado de honrar todo el tiempo de mi vida escolar.

AGRADECIMIENTOS:

Primero que todo a Dios, por ser el perfecto creador, darme el aliento de vida y la sabiduría para concluir este trabajo.

A mi esposa Yudmila Mauriño Durán por su apoyo incondicional y su amor desinteresado.

A mis padres Flora Paumier y Félix Legrá por su apoyo durante todo este tiempo en el que tratado de honrarlos con mis resultados.

A los especialistas del laboratorio eléctrico de la empresa y a Carlos Ferrer, Leyainis y Ariel en Ingeniería de Proceso.

A mis amigo Frank, Katia, César y Carlos García y a mis tutores Gabriel y Arian por toda la ayuda y el apoyo emocional que me han brindado.

Y a todos los que de una forma u otra colaboraron para que se pudiera desarrollar este trabajo.

TABLA DE CONTENIDO

Introducción.....	1
Capítulo I: Marco contextual y teórico.....	5
1.1 Fundamentación Teórica	5
1.2 - Breve reseña sobre bombas.....	6
1.2.1 Bombas dinámicas.....	7
1.2.2 Concepto de Bomba Centrífuga.....	8
1.2.3 Funcionamiento de forma general.....	8
1.2.4 Uso de las bombas centrífugas.....	9
1.3 Curvas características.....	12
1.4 Ecuaciones generales.....	15
1.5 Generalidades sobre los motores de inducción.....	16
1.6 Descripción del proceso tecnológico de la planta de Espesadores.....	19
Capítulo II: Desarrollo de la experimentación de la investigación	23
2.1 Detalles y análisis de los instrumentos de medición en la planta de Espesadores y la carga instalada	23
2.2 Determinación de la eficiencia	30
2.3 Predicción de eficiencia en bombas centrífugas.....	31
2.4 Factores que incrementan la eficiencia.....	36
2.5 Verificación de la eficiencia garantizada.....	37
Capítulo III: Propuesta de solución y discusión de los resultados obtenidos.....	40
3.1 Análisis de la carga en función del porcentaje de sólido	40
3.2 Cálculo de Rendimiento del sistema	45
3.3 Propuestas técnico-económicas	48
Conclusiones.....	51
Recomendaciones	52
Bibliografía.....	53

Resumen

A través de el estudio realizado se ha comprobado que la influencia de los parámetros reológicos de la pulpa afecta el rendimiento de los accionamientos con bombas perteneciente a la Planta de Espesadores aumentando la presión en la línea y la altura de carga hasta valores superiores a los previstos al comprar las bombas, a la vez que se ha recalculado los puntos de operación y la curva de trabajo del sistema para las condiciones existentes en donde se pudo constatar que el rendimiento de la bomba que es de un 42% y el del motor de un 69 % para un 44% de sólido y que a medida que aumenta este disminuye la eficiencia. También a partir de los resultados obtenidos y las mediciones realizadas de los parámetros eléctricos y de hidrotransporte se calculó el rendimiento total del sistema motor-bomba 42.2% el cual es menor al establecido en las normas por lo cual se considera ineficiente. Se proponen cambios en el sistema para mejorar la eficiencia del mismo a través de la instalación de una bomba reforzadora o la compra de nuevas bombas que sean capaces de suplir la altura de carga deseada para una pulpa con una alta viscosidad y sólidos en suspensión.

Abstract:

Through the accomplished studies has been demonstrated that the influence of the rheological parameters of the ore slurry raw affect the performance of electrical machines that work with bombs belonging to The Slurry Thickening Plant increasing the pressure in the line and the total head until superiors values to those foreseen when it was bought, at the same time was recalculated the operation points and the curve of work of the system for the existent conditions where it was verified that the performance of the bombs are 42% and the motor performance is 69% for 44 solid% and as solids increases diminishes the performance. Also starting from the obtained results and the achieved measurements of electric parameters and of hydraulic transport, the total performance of the motor-bomb system was calculated and it results was 42.2% that it less that are proposed by the standards which mean that it is inefficient. It is proposed changes in the system to improve the efficiency of it that was the installation of a new bomb to enhance the system or the purchase of new bombs that are able to reach the total head that is needed for slurry with a high viscosity and solids suspension.

INTRODUCCIÓN

La literatura reciente propone que en el estudio de la eficiencia energética del motor eléctrico se involucre la eficiencia de los dispositivos asociados a su desempeño, y se analice el conjunto como un sistema, y no como elementos independientes. Este concepto definido comúnmente con el acrónimo EMDS (Electric Motor Driven System), describe la eficiencia del “Sistema Motor Eléctrico EMS” de manera integral, la cual se compone de la eficiencia del motor eléctrico, la eficiencia del variador de frecuencia, y la eficiencia de los componentes mecánicos (engranaje, bombas, transmisión, etc.) (Walde & Brunner, 2011; De Keulenaer, et al., 2004; Fleiter, et al., 2011). Otros autores (Falkner & Holt, 2011), propone un plan de trabajo para desarrollar una política de oportunidades de mejoramiento de la eficiencia energética del Sistema Motor Eléctrico. En este contexto, es evidente que un componente del Sistema Motor Eléctrico que opere ineficientemente, producirá un efecto negativo en el desempeño global del EMS (Brunner, 2009). En este artículo se usarán los términos EMDS, EMS o “Sistema Motor Eléctrico” con el mismo significado.

Se estima que en aplicaciones industriales, solamente los motores de inducción consumen cerca del 70% de la energía eléctrica, en el accionamiento de compresores, bombas, ventiladores y aplicaciones de tracción mecánica principalmente (CE, 2009; Boglietti, et al., 2003; Brunner, 2009; Walde & Brunner, 2011). Estudios publicados entre los años 2006 y 2011 (Ellis, 2007; Guardiola de Cabo; ECI, 2007; Brunner, 2007; Maruszczczyk, et al., 2009; Bertoldi & Atanasiu, 2009; Almeida, et al., 2009; Brunner, 2009; Mahla, 2009; Walde & Brunner, 2011), coinciden en que el EMS demanda entre el 43% y el 46% del consumo total de la electricidad mundial.

La industria cubana del níquel involucrada en un constante ascenso en sus producciones, cada vez aumenta más su consumo de energía, cuyos portadores deciden la rentabilidad de sus Empresas, que están entre las once más grandes consumidoras de energía eléctrica del país. Para cumplir estos portadores a mediano y largo plazo, se necesita que paralelamente con el constante crecimiento de sus producciones se perfeccionen los parámetros y regímenes de trabajo de las instalaciones tecnológicas para explotar de forma más racional y eficiente las reservas de recursos minerales existentes en los yacimientos niquelíferos en el municipio, lo que garantizará la existencia de un proceso productivo continuo y con mayor eficiencia.

En el caso de la planta de Espesadores de la Empresa Comandante Pedro Sotto Alba el fluido transportado es pulpa laterítica proveniente de la planta de Pulpa de dicha empresa con una concentración de un 25% de sólidos el que a su vez debe ser transportado hacia la Planta de Lixiviación a partir de un 44% esto se logra mediante bombas centrífugas que representan gran parte del consumo total de la planta. Dada la importancia de estos accionamientos para el proceso es de gran importancia garantizar su eficiencia.

Situación Problemática:

El problema abordado, es la baja eficiencia del accionamiento eléctrico de las bombas encargadas del transporte de pulpa para las condiciones de explotación en la Empresa Cmdt. Pedro Sotto Alba de Moa, específicamente en la Planta de Espesadores así como la variabilidad de la carga mecánica que representan estos accionamientos industriales debido a que no se presta atención a la influencia del modelo reológico de la pulpa en los procedimientos de trabajo de estas. Existió un intento de mejorar la eficiencia a través de la introducción de un lazo cerrado PID para controlar automáticamente su

funcionamiento pero teniendo solamente en cuenta el nivel del inventario de la planta de lixiviación y el caudal deseado, el cual ajustado y controlado a través del SCADA.

Problema de la investigación:

Desconocimiento del punto de operación óptimo en los accionamientos con bombas cuando operan carga mecánica variable, que tenga en cuenta la características reológicas de la pulpa transportada.

Campo de acción:

Eficiencia energética en los accionamientos con bombas.

Objeto de Estudio:

Accionamiento eléctrico de las bombas de pulpa en la planta de Espesadores.

Objetivo general:

Evaluar la eficiencia energética en los accionamientos en las bombas de flujo inferior de los Espesadores E y F para el transporte de pulpa laterítica procedente de la planta.

Objetivos Específicos:

1. Caracterizar el flujo tecnológico y suministro eléctrico de la planta.
2. Caracterizar el sistema de bombeo y de la red hidráulica de los Espesadores E y F.
3. Obtener base de datos (mediciones).
4. Proponer variantes para la disminución del consumo energético de la planta.

Hipótesis:

Si se logra determinar la caracterización reológica de la pulpa transportada y su influencia en el rendimiento de los accionamientos de bombas, se podrá proponer alternativas técnicas para la disminución del consumo energético en este tipo de accionamiento.

Tareas a Realizar.

1. Caracterización del flujo tecnológico de la planta.
2. Caracterización del sistema de suministro eléctrico de la planta.
3. Identificación de variables de control que da el CITECT.
4. Caracterización del sistema de bombeo y de la red de los Espesadores E y F.
5. Determinación del % que representan en la carga instalada en la planta.
6. Obtención de base de datos (mediciones).
7. Caracterización de los instrumentos de medición (puntuales o diferencial, unidad de medición). Esquema de medición
8. Identificación de las variables de control que da el CITECT SCADA.
9. Identificación el modelo reológico del fluido que se transporta en función el porcentaje de sólido y otras variables.
10. Determinación de las características de trabajo de las bombas, rendimiento de la bomba y eficiencia del sistema.

CAPÍTULO I: MARCO CONTEXTUAL Y TEÓRICO.

1.1 Fundamentación Teórica

La Reología, como una rama independiente de las ciencias naturales, surgió hace más de 60 años. Su origen se relaciona con la observación de un comportamiento "extraño" o anormal de muchos materiales bien conocidos como las pinturas, las soluciones coloidales, las arcillas, el yogurt, los plásticos, pastas farmacéuticas, selladores empleados para la construcción, entre otros. Según James F. (1996), la Reología es una ciencia que estudia las propiedades mecánicas de diversos productos naturales y tecnológicos, o sea, estudia la deformación de los materiales, incluyendo el flujo de los mismos.

Los fluidos newtonianos son aquellos que siguen la ley de Newton de la viscosidad. Todos los gases y líquidos homogéneos de baja viscosidad, se comportan como fluidos newtonianos. De acuerdo con la ley de Newton, la viscosidad es una constante independiente de la velocidad de deformación; sin embargo, puede variar considerablemente con los cambios de temperatura, pH, así como con la presión (a presiones mayores de 10^6 Pa para los gases y de 10^7 Pa para los líquidos).

Los fluidos no newtonianos presentan como característica fundamental que su viscosidad es función del gradiente de velocidad, y, por tanto, cambia con la variación de dicho gradiente, aun cuando se mantengan la temperatura y otras condiciones constantes, por lo cual usualmente, se le denomina viscosidad aparente.

Conceptos

Fluido no newtoniano: es aquel fluido cuya viscosidad varía con la temperatura y la tensión cortante que se le aplica. Como resultado, un fluido no newtoniano

no tiene un valor de viscosidad definido y constante, a diferencia de un fluido newtoniano.

Fluido newtoniano: es un fluido cuya viscosidad puede considerarse constante en el tiempo.

Reología: es la parte de la física que estudia la relación entre el esfuerzo y la deformación en los materiales que son capaces de fluir.

El sistema de accionamiento eléctrico puede ser estudiado en busca del mejor uso de la energía transferida desde la red de potencia trifásica en sus cuatro principales componentes. [Abrahamsen, 2000].

Sistema: Controlador-Convertidor + Motor Eléctrico + Bomba, cuyos estudios basan sus resultados en la simulación de modelos matemáticos linealizados, pero que en ocasiones presentan serias restricciones en el objeto del convertidor, funcionan bajo condiciones iniciales de trabajo limitadas en el objeto Motor.

Sistema Mecánico: constituye la carga mecánica rotacional del accionamiento y está determinado por el enlace del árbol del motor con el mecanismo, que en este caso es la bomba centrífuga. En él existen posibilidades reales de estudio accediendo a las relaciones mecánicas del subsistema y su concatenación con la máquina eléctrica.

Sistema Proceso: Es en nuestro caso la instalación hidráulica de transporte de pulpa sin incluir la bomba centrífuga que constituye la carga mecánica rotacional; y este subsistema proceso (tuberías, codos, accesorios, recipientes, hidromezclas, etc.) tiene una de las mayores reservas de oportunidades para obtener elevados rendimientos.

1.2 - Breve reseña sobre bombas.

Clasificación.

Se pueden considerar dos grandes grupos: Dinámicas (Centrífugas, Periféricas

y Especiales) y de Desplazamiento Positivo (Reciprocantes y Rotatorias). Una idea integral con la apreciación que se tiene en términos de rendimiento de un accionamiento de bombas, siendo este muy típico en cualquier instalación industrial se muestra a continuación:

- Pérdidas del motor
- Pérdidas del acoplamiento mecánico 2%
- Pérdidas de la bomba 25%.
- Pérdida por estrangulamiento de válvulas hidráulicas 33%.
- Pérdidas en las tuberías 20%.

Se pueden considerar dos grandes grupos: Dinámicas (Centrífugas, Periféricas y Especiales) y de Desplazamiento Positivo (Reciprocantes y Rotatorias).

1.2.1 Bombas dinámicas.

- Bombas centrífugas. Son aquellas en que el fluido ingresa a ésta por el eje y sale siguiendo una trayectoria periférica por la tangente.
- Bombas periféricas. Son también conocidas como bombas tipo turbina, de vértice y regenerativas, en este tipo se producen remolinos en el líquido por medio de los álabes a velocidades muy altas, dentro del canal anular donde gira el impulsor. El líquido va recibiendo impulsos de energía No se debe confundir a las bombas tipo difusor de pozo profundo, llamadas frecuentemente bombas turbinas aunque no se asemeja en nada a la bomba periférica.

La verdadera bomba turbina es la usada en centrales hidroeléctricas tipo embalse llamadas también de Acumulación y Bombeo, donde la bomba consume potencia; en determinado momento, puede actuar también como turbina para entregar potencia.

Las bombas centrífugas son dispositivos que se encargan de transferir energía a la corriente del fluido impulsándolo, desde un estado de baja presión estática a otro de mayor presión. Están compuestas por un elemento rotatorio denominado impulsor, el cual se encuentra dentro de una carcasa llamada voluta. Inicialmente la energía es transmitida como energía mecánica a través de un eje, para posteriormente convertirse en energía hidráulica. El fluido entra axialmente a través del ojo del impulsor, pasando por los canales de éste y suministrándosele energía cinética mediante los álabes que se encuentran en el impulsor para posteriormente descargar el fluido en la voluta, el cual se expande gradualmente, disminuyendo la energía cinética adquirida para convertirse en presión estática.

1.2.2 Concepto de Bomba Centrífuga.

Una bomba centrífuga es una máquina que consiste de un conjunto de paletas rotatorias encerradas dentro de una caja o cárter, o una cubierta o coraza. Se denominan así porque la cota de presión que crean es ampliamente atribuible a la acción centrífuga. Las paletas imparten energía al fluido por la fuerza de esta misma acción. Así, despojada de todos los refinamientos, una bomba centrífuga tiene dos partes principales: (1) Un elemento giratorio, incluyendo un impulsor y un eje, y (2) un elemento estacionario, compuesto por una cubierta, estoperas y chumaceras.

1.2.3 Funcionamiento de forma general.

El flujo entra a la bomba a través del centro o ojo del rodete y el fluido gana energía a medida que las paletas del rodete lo transportan hacia fuera en dirección radial. Esta aceleración produce un apreciable aumento de energía de presión y cinética, lo cual es debido a la forma de caracol de la voluta para

generar un incremento gradual en el área de flujo de tal manera que la energía cinética a la salida del rodete se convierte en cabeza de presión a la salida.

1.2.4 Uso de las bombas centrífugas.

Las bombas centrífugas, debido a sus características, son las bombas que más se aplican en la industria. Las razones de estas preferencias son las siguientes.

- ✓ No tienen órganos articulados y los mecanismos de acoplamiento son muy sencillos.
- ✓ La impulsión eléctrica del motor que la mueve es bastante sencilla.
- ✓ Para una operación definida, el gasto es constante y no se requiere dispositivo regulador.
- ✓ Se adaptan con facilidad a muchas circunstancias.
- ✓ Aparte de las ventajas ya enumeradas, se unen las siguientes ventajas económicas:
- ✓ El precio de una bomba centrífuga es aproximadamente $\frac{1}{4}$ del precio de la bomba de émbolo equivalente.
- ✓ El espacio requerido es aproximadamente $\frac{1}{8}$ del de la bomba de émbolo equivalente.
- ✓ El peso es muy pequeño y por lo tanto las cimentaciones también lo son.

El mantenimiento de una bomba centrífuga sólo se reduce a renovar el aceite de las chumaceras, los empaques de la presa-estopa y el número de elementos a cambiar es muy pequeño.

Elevación de succión. Es la suma de la elevación estática de succión, de la carga de fricción de succión total y de las pérdidas de admisión (la elevación de succión es una carga de succión negativa).

Carga de succión. Es la carga estática de succión menos la carga de fricción total y las pérdidas de admisión, más cualquier presión que se encuentre en la línea de succión. Es una presión negativa (hay vacío) y se suma algebraicamente a la carga estática de succión del sistema.

Condiciones de succión. Por lo que respecta al líquido, se tomará en cuenta la influencia de su presión sobre la succión.

Presión de vapor. Si un líquido se encuentra a una temperatura arriba de su punto de ebullición, sufre evaporación en su superficie libre. En el seno del líquido se origina una presión que se llama presión de vapor y que está en función directa con la temperatura del líquido.

Presión de bombeo. Destinemos una bomba cualquiera para bombear un líquido. Al funcionar la bomba, tiende a formar un vacío en el seno del líquido. Éste succionar se conoce como presión de bombeo.

Carga neta de succión positiva (NPSH). Es la presión disponible o requerida para forzar un gasto determinado, en litros por segundo, a través de la tubería de succión, al ojo del impulsor, cilindro o carcasa de una bomba. En el bombeo de líquidos la presión en cualquier punto en la línea de succión nunca deberá reducirse a la presión de vapor del líquido.

NPSH disponible. Esta depende de la carga de succión o elevación, la carga de fricción, y la presión de vapor del líquido manejado a la temperatura de bombeo. Si se varía cualquiera de estos puntos, la NPSH puede alterarse.

NPSH requerida. Esta depende sólo del diseño de la bomba y se obtiene del

fabricante para cada bomba en particular, según su tipo, modelo, capacidad y velocidad.

Cebado de las Bombas. Consiste en la extracción del aire de la tubería de succión de la bomba para permitir un correcto funcionamiento. Esta operación se realiza en todas las bombas centrífugas ya que no son autocebantes, generalmente cuando ésta se encuentra en una posición superior al tanque de aspiración.

Carga Hidráulica. Es la energía impartida al líquido por la bomba, es decir, la diferencia entre la carga de descarga y la succión.

Punto de Shut-off. Representa la carga hidráulica que produce la bomba cuando el caudal a través de ella es nulo. (La válvula a la salida de la bomba esta cerrada, con el fluido en contacto con el rodete).

Potencia Absorbida (N). Representa la potencia requerida por la bomba para transferir líquidos de un punto a otro y la energía requerida para vencer sus pérdidas.

Potencia Hidráulica (Ph). Potencia cedida al líquido en el proceso de su transferencia de un punto a otro.

Rango de Operación. Es la zona en la cual la bomba opera en forma eficiente. Esta zona se determina como:

$$Q_1 = 0.90 \times Q_{max} \quad (1.1)$$

$$Q_2 = 0.85 \times Q_0 \quad (1.2)$$

Donde:

Q_{max} : Caudal máximo que puede impulsar la bomba

Q_0 : Caudal a la máxima eficiencia

El rango de operaciones se delimita entre Q_1 y Q_2

Eficiencia del motor: Es la eficiencia relacionada con las pérdidas mecánicas y eléctricas en el motor de inducción, llamado rozamiento del disco y se define como:

Eficiencia Total. Define en términos de la relación entre la potencia eléctrica suministrada a la máquina y la potencia hidráulica entregada por ésta.

1.3 Curvas características.

Antes de que un sistema de bombeo pueda ser diseñado o seleccionado debe definirse claramente su aplicación. Así sea una simple línea de recirculación o un gran oleoducto, los requerimientos de todas la aplicaciones son siempre los mismos, es decir, trasladar líquidos desde un punto a otro. Entonces, esto obliga a que la bomba y el sistema tengan iguales características para que este diseño sea óptimo.

La manera de conocer tales características se realiza con la ayuda de las curvas características de la bomba, las cuales han sido obtenidas mediante ensayos realizados en un banco de pruebas el cual posee la instrumentación necesaria para medir el caudal, velocidad de giro, momento de torsión aplicado y la diferencia de presión entre la succión y la descarga de la bomba, con el fin de poder predecir el comportamiento de la bomba y obtener el mejor punto de operación el cual se conoce como PME, variando desde una capacidad igual a cero hasta un máximo, dependiendo del diseño y succión de la bomba.

Generalmente este tipo de curvas se obtienen para velocidad constante, un diámetro del impulsor específico y un tamaño determinado de carcasa, realizando la representación gráfica de la carga hidráulica (curva de estrangulamiento), potencia absorbida y eficiencia adiabática contra la capacidad de la bomba.

Estas curvas son suministradas por los proveedores de bombas, de tal manera que el usuario pueda trabajar según los requerimientos de la instalación sin salir de los intervalos de funcionamiento óptimo, además de predecir qué ocurrirá al variar el caudal manejado, sirviendo como una gran herramienta de análisis y de comprensión del funcionamiento del equipo.

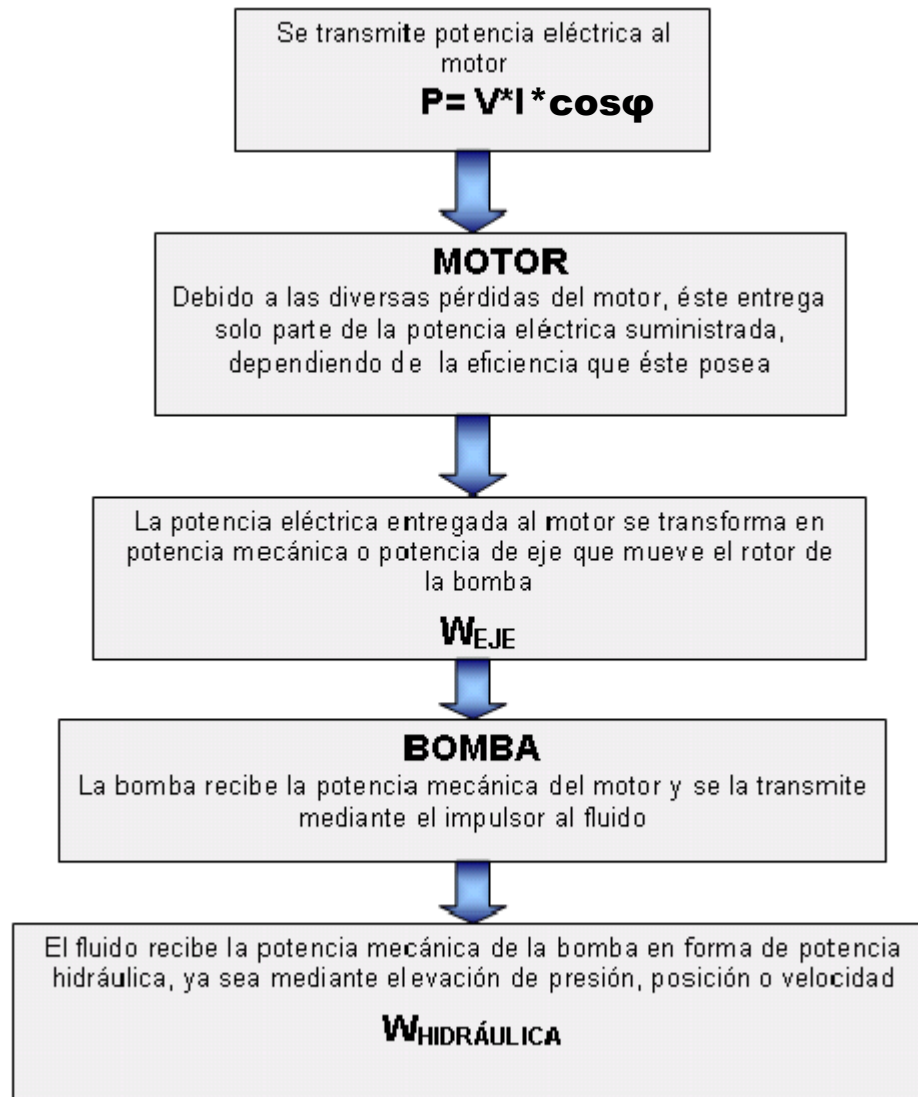


Figura 1.1 Esquema de potencia de una bomba centrífuga.

1.4 Ecuaciones generales.

Potencia eléctrica.

$$P_e = \sqrt{3} \times U \times I \times \cos\theta \quad (1.3)$$

Potencia hidráulica.

$$P_h = \gamma \times Q \times H \times g \quad (1.4)$$

Donde: γ es (en (Kgf/m³)

Q caudal en (m³/h)

H altura en (m)

Rendimiento total de la bomba.

$$\eta_b = \frac{P_b}{P_e} * 100 \quad (1.5)$$

P_b = Potencia de salida del motor

P_e = Potencia de entrada al motor

Rendimiento del motor

$$\eta_m = \frac{P_h}{P_b} * 100 \quad (1.6)$$

P_b: Potencia de entrada a la bomba

P_h: Potencia hidráulica

Rendimiento del conjunto motor- bomba

$$\eta_{m-b} = \eta_m * \eta_b * 100$$

1.5 Generalidades sobre los motores de inducción.

Como se conoce; los motores de inducción tienen una elevada eficiencia cuando operan con sus cargas y torques nominales [Bodson, 1994]. Así mismo operando con cargas ligeras, las pérdidas del hierro se incrementan dramáticamente, reduciendo considerablemente la eficiencia [Kusko y Galler, 1983]. Este hecho se explica más adelante, y parece bueno utilizarlo en nuestro estudio porque es una forma evidente de disminuir las pérdidas en el motor de inducción mediante el control del flujo magnético de acuerdo a la demanda de la carga mecánica en el árbol del motor.

Por otra parte, muchas de las aplicaciones de los motores de inducción corresponden a bombas, ventiladores y compresores y en la mayoría de las cuales, los motores operan significativamente por debajo de sus valores nominales de carga; el voltaje aplicado al estator, crea un campo magnético rotatorio que induce corrientes en el rotor, generándose par en el eje; si no se requiere el par nominal, el máximo campo magnético tampoco se requerirá; la corriente que produce, el campo magnético adicional aumenta las pérdidas del acero, disminuyendo el rendimiento del motor. Uno de los aportes desde el punto de vista práctico, alcanzado por los investigadores anteriores, es la obtención experimental en los motores de inducción de la curva U/f que permite aproximarse a los estados de carga del accionamiento.

Esto parte de la idea de que en muchos complejos industriales, los motores de inducción son controlados mediante convertidores de frecuencia con la técnica de control U/f , la cual se basa en el mantenimiento de una relación Volts-Hertz ($U/f=Constante$) apropiada para la demanda de par exigido por la carga; estos accionamientos tienen flexibilidad de configuración para adaptarse a las necesidades de la carga pudiendo el usuario especificar la curva U/f deseada.

Sin embargo, la mayoría de las veces no se conocen los criterios prácticos de ajuste de la curva U/f , lo que no permite explotar al máximo las posibilidades del accionamiento.

La mejora del rendimiento de los accionamientos para bombas se ha tratado con el uso de un accionamiento a velocidad variable por control del caudal de la bomba centrífuga, a cambio de velocidad constante y válvula de estrangulación, lo cual muestra mejoras en el consumo de energía; la mejora se obtiene en el aumento del rendimiento de la bomba; para la mejora del rendimiento del motor en régimen estacionario varios autores han buscado los puntos de operación óptimos por diferentes técnicas; [D.S. Kirschen y otros, 1984] propusieron un método heurístico para variar el flujo en línea, buscando disminuir la potencia total de entrada para controles de tipo vectorial; [P. Famouri y otros, 1991] utilizan las ideas de Kirschen para obtener el deslizamiento óptimo para un control U/f ; [M.H. Park y S.K. Sul, 1984] obtienen, experimentalmente, los deslizamientos óptimos para diferentes puntos de operación en controles U/f ; otros autores han atacado el problema de manera analítica; [A. Kusko y D. Galler 1983] calculan el deslizamiento óptimo que minimiza las pérdidas por efecto Joule de la máquina; [S.I. Seleme Jr. y C. Canudas de Wit, 1992] consideran adicionalmente la energía magnética almacenada en las inductancias; [García y otros, 1992] estimando adicionalmente las pérdidas en el núcleo.

La mayoría de los algoritmos heurísticos fueron validados en bancos de prueba de laboratorio; estos algoritmos resultan relativamente complejos para su aplicación en un accionamiento industrial comercial con control U/f . A pesar de presentarse un resultado que permite calcular una curva óptima U/f que mejora el rendimiento del motor cuando éste acciona bombas centrífugas o ventiladores, donde el par varía con el cuadrado de la velocidad [Ramírez,

1998]; y además se aplica la condición de flujo óptimo obtenida por S.I. Seleme Jr. y C. Canudas de Wit (1992), adaptado a bombas y ventiladores con resultados experimentales realizados en el Laboratorio de Accionamientos Eléctricos de la Universidad del Valle; no se tiene en cuenta, las fluctuaciones de carga mecánica debido por ejemplo a posibles vibraciones provocadas por la cavitación en la bomba centrífuga.

El rendimiento de los accionamientos de motores eléctricos ha estado enmarcado en función del estudio de las pérdidas en relación con la potencia de entrada del sistema, la velocidad, el torque, el flujo en el entrehierro, la corriente del estator, el factor de potencia y el cálculo por diferentes métodos del rendimiento del motor, tal como lo reflejan las publicaciones de diferentes autores como [Hsu y otros, 1998] y [Slaets, Van Roy y Belmans, 2000].

Varios esquemas de control de motores eléctricos a lazo abierto y cerrado son implementados basándose en:

- ❖ Control del deslizamiento del motor.
- ❖ Control de la tensión o corriente mediante una fuente inversora.
- ❖ Control combinado de tensión y frecuencia.
- ❖ Control vectorial.
- ❖ Control de la perturbación de la velocidad del rotor.

La presente investigación propone utilizar los puntos de operación óptimos para optimizar la potencia de entrada del accionamiento para mantener elevada su eficiencia a diferentes estados de cargas mecánicas del sistema.

Por otra parte se ha avanzado en el estudio de la eficiencia de los accionamientos por la vía de efectuar la dirección del motor de inducción por

variación del flujo magnético, en aras de un menor consumo de corriente del estator con poca distorsión, muy rápida respuesta del flujo y el torque a los cambios repentinos en los procesos transitorios. Este aspecto va ser utilizado en nuestro algoritmo de control, teniendo en cuenta las especificidades de cambios que ocasiona la carga mecánica del proceso. Por otra parte, durante el trabajo de la máquina de inducción se aprecia como rasgo característico su comportamiento oscilatorio, aspecto motivado por las variaciones de voltajes desde la red, o por los efectos de la energía reactiva de intercambio entre el motor de inducción y la fuente o convertidor de frecuencia. Nuestro estudio incorpora el comportamiento del accionamiento eléctrico atendiendo los cambios de la carga mecánica.

1.6 Descripción del proceso tecnológico de la planta de Espesadores

Esta planta tiene como objetivo preparar una pulpa espesada de 46 a 48% (véase Anexo 3) de sólido a partir de una pulpa con 25% de sólido recibida de la planta de Preparación de Pulpa, a la vez que sirve de almacenaje para asegurar una alimentación estable a la planta de Lixiviación. Esta planta se recibe suministro eléctrico a través de los alimentadores soterrados UG-2 y UG-4 que parten desde la Sección 200 y 300 de la pizarra de 13,8 kV de la planta termoeléctrica de la empresa los cuales llegan hasta los transformadores de la planta que lo convierten a 480 V para su distribución hasta los interruptores en la pizarra principal de 480V (Main 1 y Main 2) y desde ahí a los Centros de Control de Motores (1, 2, 3).

A la planta se alimenta una pulpa con un 25% de sólido, con partículas menores de 0.833 mm proveniente de la planta de Preparación de Pulpa, la misma llega a través de una línea de concreto soterrada de 60,96 cm de diámetro hasta la caja predistribuidora DI-04, donde se separa a través de válvulas para la caja

DI-03 y al manhole 54. Entre éste y la caja distribuidora DI-02, se encuentra la línea de polipropileno de alta densidad y está montada sobre un puente de estructura metálica.

Cuando la pulpa llega a la caja distribuidora DI-02, es repartida entre cuatro espesadores, esta caja posee nueve compartimentos, la caja distribuidora DI-03 posee 5 compartimientos y es utilizada para los otros dos espesadores; además de ser utilizadas para la alimentación se puede utilizar para recircular la pulpa en el espesador y transferir de un tanque a otro.

La alimentación de la pulpa a cada espesador se hace a través de las aberturas provocadas por las compuertas de la caja distribuidora. La cantidad a alimentar esta en dependencia de la capacidad a que opera planta de pulpa y el inventario de cada tanque.

En cada tanque ocurre un proceso de sedimentación influenciado por las características reológicas del mineral, producto de ésta sedimentación se logra un sólido óptimo en el cono del espesador entre 46 y 48%. Este sólido depende fundamentalmente de la alimentación y de la velocidad de sedimentación.

La alimentación debe ser estable, igual o superior a la extracción. La velocidad de sedimentación se puede dividir en tres grupos:

- ❖ Velocidad de sedimentación mala: Cuando es menor de 100 mm en 2 horas.
- ❖ Velocidad de sedimentación regular: Cuando está entre 100 y 130 mm en 2 horas.
- ❖ Velocidad de sedimentación buena: Cuando está mayor de 130 mm en 2 horas.

Los sedimentadores cuentan con una estructura de cuatro brazos (dos largos y dos cortos), con rastrillos, los que son accionados por un mecanismo instalado en el centro de cada sedimentador, estos rastrillos arrastran la pulpa hacia el centro donde se produce la descarga. La fuerza ejercida por los brazos de este mecanismo se indica a través del momento mecánico de los motores y de la señal digital registrada en la pizarra de cada tanque ubicada en el cuarto de control. Los valores de operación óptimos del torque están entre 70 % y 75 %, cuando se alcanza el valor máximo debe inyectarse agua al cono con el objetivo de disminuir este.

El agua que rebosa en los sedimentadores pasa a una canal y se bombea a la planta de preparación de pulpa pasando por el tanque amortiguador, con el objetivo de evitar que en una parada de emergencia el retroceso de la misma provoque un golpe brusco; estableciéndose así una recirculación de agua entre ambas plantas, a la cual se le suma una cantidad de agua cruda del proceso como reposición. Para realizar este bombeo existen tres bombas.

Las extracciones de la pulpa deben ser parejas para los cinco espesadores convencionales, teniendo en cuenta los valores de porcentaje de sólido y el torque.

Para efectuar el bombeo de la pulpa espesada hacia Lixiviación se cuenta con:

- ❖ Dos bombas de flujo inferior para cada espesador. Seis de ellas son bombas centrífugas DENVER 10 x 8 (114-PU-3B, C, E, F, H), otras 2 son METSO 10 x 8 (114-PU-3A, D) y las bombas WARMAN que son la (114-PU-3I,3J,3K,3L) que pertenecen a los Espesadores E y F construidos por el proyecto Expansión de Moa Nickel, poseen sellos mecánicos que tienen como ventaja no diluir la pulpa, a diferencia de las dos restantes que son de sello por empaquetadora en

la cual ocurre una dilución de la pulpa de 0.3 – 0.5 %.

- ❖ Dos bombas reforzadoras común para los cinco tanques. Son bombas centrífugas DENVER 10 x 8, se utilizan siempre que se esté alimentando por la línea de 50,8 cm y exista déficit de flujo a lixiviación, por el contrario cuando se alimenta a través de la línea de 45,7 cm, este tipo de bomba se utilizan con el mismo objetivo, pero están ubicadas en la planta de lixiviación. Estas últimas no poseen variador de velocidad
- ❖ Dos líneas de transferencias.

Se emplean para la transferencia de la pulpa espesada hacia la Planta de Lixiviación; una de 45,7 cm y la otra de 50,8 cm. Por lo general se emplea una y se mantiene en reserva la otra, sólo en casos excepcionales cuando hay mala fluidez de la pulpa y el nivel en los tanques de almacenamiento en Lixiviación baja bruscamente se utilizan las dos en paralelo para mejorar esta situación, luego se decide sacar una de las dos y realizar la operación de lavado para mantenerla en reserva. Ambas líneas poseen bombas reforzadoras de sello mecánico y evita la dilución en la pulpa que se alimenta a Lixiviación.

La materia prima de la Planta es la pulpa enviada de planta de Preparación de Pulpa con un 25 % de sólido y 10 % de arena.

La pulpa producto conserva las mismas propiedades químicas que la pulpa alimentada, sólo que la primera sale con un porcentaje de sólido comprendido entre 44 – 48 %.

CAPÍTULO II: DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN

2.1 Detalles y análisis de los instrumentos de medición en la planta de Espesadores y la carga instalada

En la Planta de Espesadores, el flujo de pulpa bombeado del fondo de los 6 Espesadores es llevado a un colector común, y enviado a Lixiviación según la operación lo requiera por dos líneas (45,7 cm y 50,8 cm).

Se mide flujo de mineral extraído de los 6 Espesadores con Transmisores de flujo ENDRESS-HAUSER tipo electromagnéticos. Los fluxómetros de salida de los TK tienen un rango de 0-3000 g/min.

De forma general estos instrumentos poseen buen estado técnico. Existe un lazo de control en el fondo de todos los Espesadores para garantizar una alimentación estable a la planta de Lixiviación. Este lazo está compuesto por fluxómetro, módulo de control FM-355C en PLC y Variador de Velocidad para las bombas de flujo inferior.

- Ubicación en el PLC de las señales:

TK-1E: FT-5001 flujo de extracción (Underflow),

TK-1F: FT-6001 flujo de extracción inferior (Underflow),

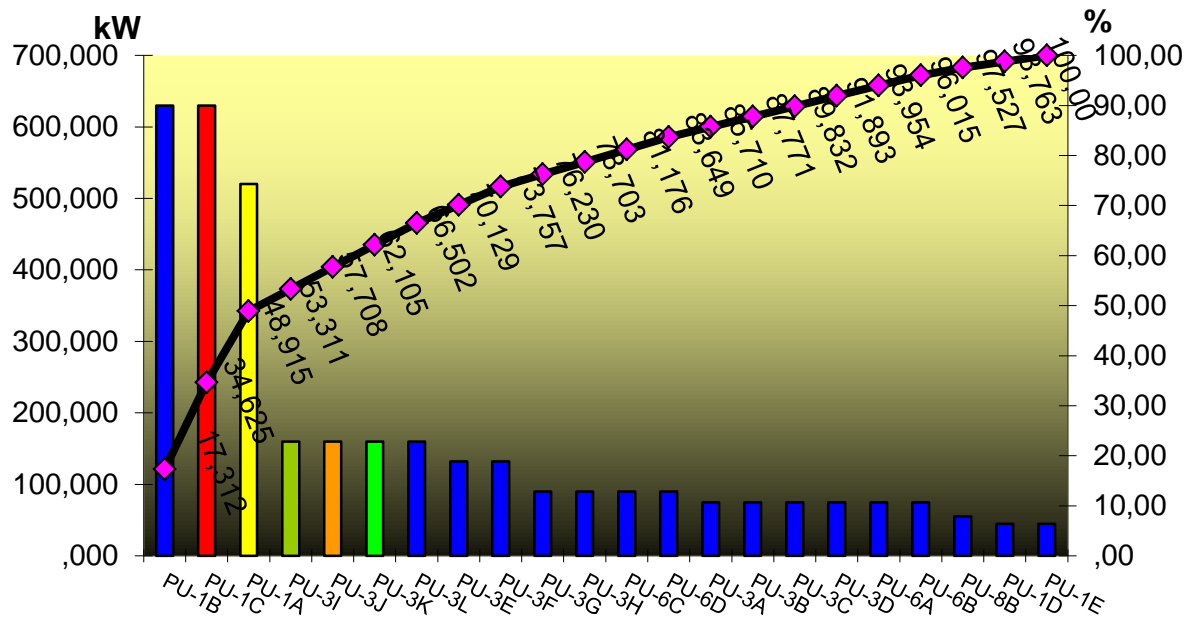


Gráfico 2.1 Representación de las principales carga instaladas en la planta.

Como se muestra los accionamientos con bombas representan la inmensa mayoría del consumo de esta planta por lo que mejorar la eficiencia en estos reportaría un importante ahorro económico para la planta y la empresa en general. Esta planta cuenta con 4024 kW de potencia instalada. Los accionamientos con bombas representan 3952.51 kW que es un 98.09%, los mecanismos de los tanques 74.64 kW para un 1.85% y otros accionamientos 2.125 kW para un 0.05%.

Los accionamientos que se abordarán en cuestión se encuentran ubicados en los Centro de Control de Motores 2 (114-PU-3I y 114-PU-3K) y en el 3 la 114-PU-3J y 114-PU-3L.

La observación científica, que se ha llevado a cabo en los tanques E y F de la Planta de Espesadores de Pulpa de la Empresa Pedro Sotto Alba, orientó el trabajo hacia el estudio del comportamiento reológico de las suspensiones lateríticas debido a los problemas de alta viscosidad que presenta la pulpa, a temperatura ambiente, que en estos momentos presenta problemas de fluidez lo que trae consecuencias negativas en los accionamientos instalados para su transporte (bombas de flujo inferior y motores eléctricos acopladas a esta 114-PU-3I/L).

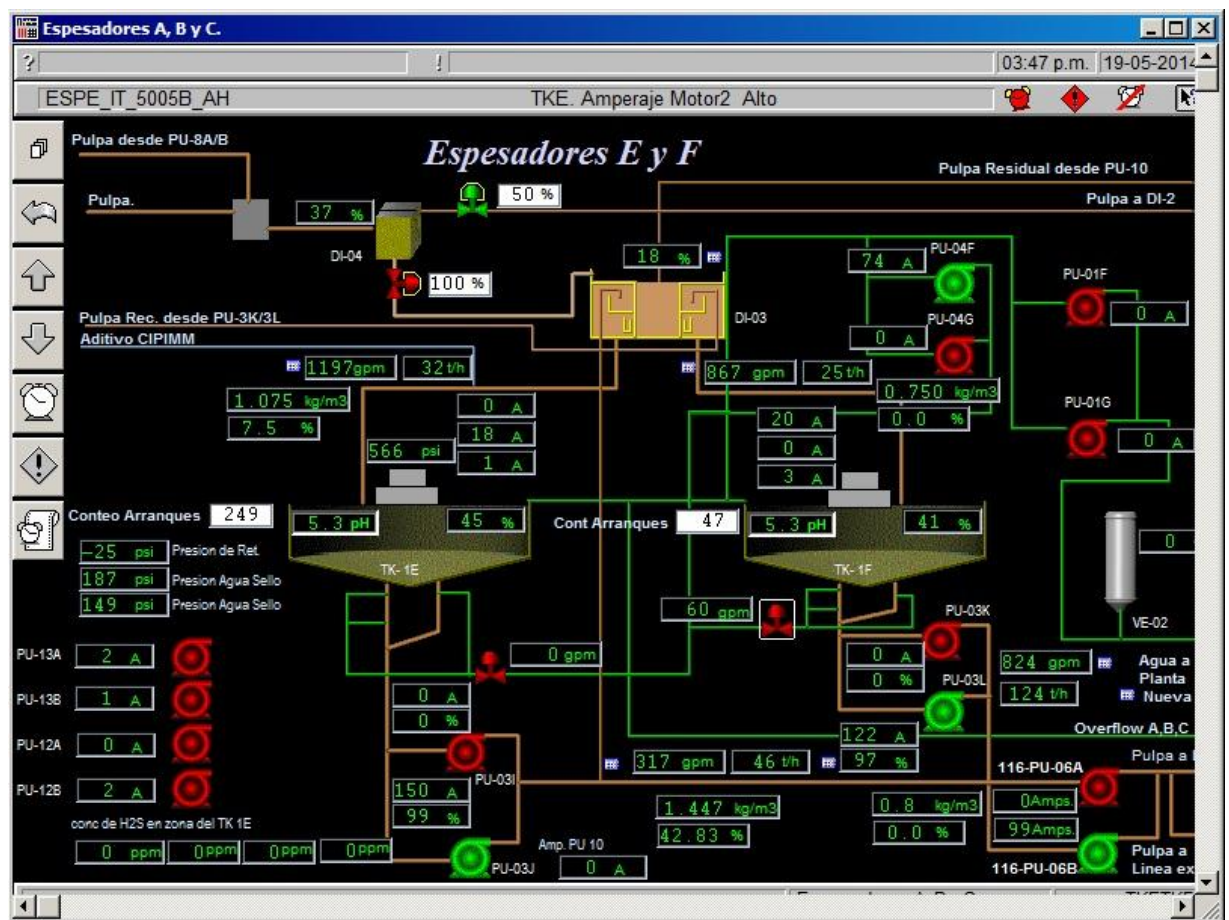


Figura 2.1 Pantalla de Citect SCADA perteniente a esos tanques

En esta figura se muestran las variables medidas mostradas por el CITECT que ayudan a una mejor comprensión del funcionamiento de los Espesadores E y F y al monitoreo de los parámetros eléctricos y de proceso de los mismos. Los principales parámetros de interés que nos brinda son corriente de trabajo de los motores perteneciente a las bombas estudiadas así como velocidad del variador en por ciento, caudal de salida, porcentaje de sólido y densidad del fluido.



Figura 2.2. Pantalla de CITECT donde se muestra la vista general de la planta

Las características de las bombas de pulpa fueron buscadas en la Hoja de

datos suministrada por el fabricante y las mismas tienen las características de funcionamiento siguientes:

Características de las bombas de pulpa de fondo de los Espesadores E y F.

Código: 114-PU-I/L

Capacidad de operación: $116 \text{ m}^3/h$

Presión de descarga de la bomba: 272 kPa

Carga total de operación: 19 m

Capacidad máxima: $456 \text{ m}^3/h$

Presión máxima a la descarga de la bomba: 458 kPa

Carga total de la bomba: 32m

Tpulpa: $27^{\circ}C$

Características del motor PU-3I y J.

- Corriente : 234 A
- Potencia : 200 HP = 160 kW
- frecuencia : 60 Hz
- Velocidad de rotación: 1786 rpm.
- $\text{Cos } \phi = 0.90$

Características del motor PU-3K y L.

- Corriente : 230 A
- Potencia : 200 HP = 160 kW
- frecuencia : 60 Hz
- Velocidad de rotación: 1785 rpm.
- $\text{Cos } \phi = 0.90$

Las bombas 114-PU-3I, 3J, 3K, 3L son idénticas, los motores acoplados a las dos primeras son idénticos al igual que a las dos ultimas.

Criterios básicos para el cálculo de la curva del sistema

- Temperatura de la pulpa: $27^{\circ}C$
- $\rho_{sólido\ seco} = 3550\ kg/m^3$
- $\rho_{Agua} = 996.55\ kg/m^3$
- Tipo de fluido: No Newtoniano.
- Modelo de flujo: Ostwald de Waele (pseudoplástico)
- Modelo reológico de la pulpa (K, n, ρ_{pulpa}).
- Porcientos de sólido.
- $Q_{máximo}$.
- Diámetro y longitud de las tuberías.
- Diferencial de altura entre la descarga y la succión.
- Número de accesorios
- Cotas de ubicación de la descarga y la succión con respecto al eje de la bomba.

Teniendo los puntos de operación del sistema podemos calcular la potencia desarrollada por la bomba para diferentes porcentos de solido, determinar el rendimiento de la bomba y con la potencia de entrada del motor medida con un analizador de red Multilin PQM II, calcular el rendimiento del conjunto motor-bomba. Para esto utilizaremos:

- GE Multilin PQM II:
- Variador de velocidad Yaskawa F7
- Fluxómetro ENDRESS-HAUSER electromagnéticos.
- Manómetros ASHCROFT diferenciales

- Valores provistos por el Citect SCADA v7.10 sp3
- Software de cálculo Microsoft Excel 2010

Tramos de tubería utilizados para los cálculos de la curva de trabajo de las bombas 114-PU-3I/L (Datos provenientes del P&ID de las bombas existentes en la Subdirección de Desarrollo de la empresa.)

Tabla 2.1 Característica de la red hidráulica

Tramo de tubería	Dn(cm)	Di(m)	schedule	$L_{T Recta}$	Accesorios
0-1	20,32	0.202	40s	0.436	1. Junta de expansión 2. Reducido concéntrico 254 mm * 203.2 mm
1-2	25,4	0.254	40s	11.57	1. 2 Válvulas de compuerta. 2. 2 Codos de 45° de RL. 3. Codo de 90° de RL. 4. 2 T de flujo directo 254mm * 50.8mm. 5. Reducido excéntrico 355.6mm * 250mm. 6. 1 Y de 254mm * 254mm.
2-3	35,56	0.333	40s	167.5 3	1. Confluencia de 355.6 mm * 250 mm. 2. 8 Codos de 90° RL. 3. Codos de 45° de RL. 4. T de Flujo directo 355.6 mm * 355.6 mm. 5. Reducido excéntrico 355.6 mm * 254 mm.
3-4	30,48	0.304	40s	129	1. Válvulas de compuerta. 2. Lateral con platillo ciego. 3. 6 codos de 90° de RL. 4. Codo de 45° de RL. 5. T con desvío de flujo de 304.8 mm * 304.8 mm 6. 2 T de flujo directo

El cálculo de los puntos de operación será realizado para estas bombas, que operan en paralelo, para diferentes porcentaje de sólidos que se manejan en esta planta con el modelo reológico existente con el fin de determinar el rendimiento de la bomba y de conocer la potencia hidráulica de la misma para con la potencia eléctrica medida del motor acoplada a cada una de ellas encontrar el rendimiento del accionamiento en general (motor-bomba).

2.2 Determinación de la eficiencia

La determinación del flujo, la carga, la potencia y la frecuencia de rotación son necesarias para la elaboración de la curva de operación de la bomba, la misma sirve para verificar los parámetros garantizados por el fabricante, específicamente el de la eficiencia.

Esta medición podrá realizarse mediante cualquier método que cumpla con lo especificado. Los valores instantáneos de flujo pueden obtenerse a través de medidores de flujo puntuales o diferenciales del tipo magnético.

Conociendo la eficiencia mínima, se realiza una evaluación de eficiencias admisibles y no admisibles. Para determinar la eficiencia debemos elaborar la curva de operación del sistema para las nuevas condiciones de operación ya que el nomograma con los puntos de operación que provee el fabricante fue diseñado en un entorno controlado bombeando agua que tiene características diferentes a la pulpa laterítica con un elevado porcentaje de sólido en suspensión. En estos casos a partir de un 35% de sólidos la pulpa comienza a comportarse de manera diferente y adquiere propiedades que la diferencian de otros fluidos (como el agua, el petróleo, aceites, entre otros). Para poder calcular los nuevos puntos de operación y la curva de trabajo de la bomba es necesario evaluar el modelo reológico de la misma para poder profundizar sobre su efecto en el sistema de bombeo y las soluciones que desde el punto de vista eléctrico (regulación de velocidad, cambio del motor eléctrico por uno

de mas potencia, o incorporar una bomba reforzadora que alivie la carga del sistema, entre otras) podamos tomar para atenuar lo máximo posible los efectos indeseados que trae este problema al accionamiento

2.3 Predicción de eficiencia en bombas centrífugas

La eficiencia de las bombas está relacionada a la velocidad específica (N_s), tamaño de la bomba, carga neta positiva de succión (NPSH) y el tipo de bomba seleccionada para las condiciones de servicio, también influye como se demuestra en este trabajo, las características del fluido a transportar en cuestión. El estándar [ANSI/HI,2010] ha editado gráficas que son de gran ayuda para predecir la eficiencia de equipos de bombeo pero en la predicción de la eficiencia muchas veces no se incluyen otros efectos perjudiciales como el manejo de mezclas viscosas, las cuales se tratarán en este trabajo.

Factores que afectan la eficiencia

Existen condiciones que afectan negativamente la eficiencia del equipo de bombeo, entre las principales se encuentran:

- Pérdidas volumétricas: estas pérdidas son indicativas de una circulación de flujo del lado de alta presión al de baja presión del impulsor; aunque en general, estas pérdidas son pequeñas, pueden tomar importancia bajo condiciones de desgaste o desajuste de la bomba.
- Pérdidas hidráulicas: constituye la diferencia entre la carga que podría obtenerse de la energía disponible en el impulsor y aquella que realmente se desarrolla; las más importantes son por choque de entrada, generadas por el cambio de dirección del líquido y por fricción del mismo al fluir.

- **Cavitación:** La cavitación es un efecto hidrodinámico que se produce cuando el agua o cualquier otro fluido en estado líquido pasa a gran velocidad por una arista afilada, produciendo una descompresión del fluido. Puede ocurrir que se alcance la presión de vapor del líquido de tal forma que las moléculas que lo componen cambian inmediatamente a estado de vapor, formándose burbujas o, más correctamente, cavidades. Las burbujas formadas viajan a zonas de mayor presión e implotan produciendo una estela de gas y un arranque de metal de la superficie en la que se origina este fenómeno. El fenómeno de cavitación para una bomba es muy importante, pues puede ocasionarle daños severos, erosionándola y acortando su vida útil. Para evitar la aparición de la cavitación se debe controlar la altura de succión, es decir la altura a la cual se debe ubicar la bomba en relación a la altura o nivel de extracción del líquido. Para determinar la altura máxima de ubicación de una bomba se debe calcular la carga neta positiva de succión (NPSH) disponible a la entrada de la bomba para que no se produzca cavitación.
- **Pérdidas mecánicas:** se deben principalmente a la fricción de cojinetes, empaques o sellos y a la fricción del disco generada entre los lados del impulsor y el líquido.
- **Características del líquido:** Las condiciones del fluido a manejar, tienen consecuencias sustantivas sobre la operación de las bombas centrífugas. Ya que pueden afectar la construcción del equipo, y por lo tanto, el rendimiento y la potencia. Entre las más importantes tenemos la corrosión, temperatura a manejar, tamaño de partículas en el líquido y uso al que se destinará, entre otras. Mientras más desfavorables sean las condiciones, mayores serán las exigencias constructivas en cuanto a materiales, metalurgia, tipo de impulsores, accesorios propios de la bomba, etc.

- Condiciones de instalación: Existen condiciones de instalación que influyen negativamente en la eficiencia del equipo de bombeo; podemos citar las siguientes:

1 - Pérdidas en motor y acoplamiento: Aunque son externas a la bomba, es conveniente saber que estos componentes influyen en la eficiencia global. Aquí se refiere a su rendimiento y diseño; sin embargo, es importante aclarar que el montaje apropiado del conjunto bomba-motor es necesario, para asegurar la máxima eficiencia. Una deficiente alineación impone cargas adicionales sobre los cojinetes y flexión en una o varias de los ejes del conjunto, ocasionando pérdidas de eficiencia y un mayor consumo de energía debido a la fricción y al desbalance mecánico; lo cual provoca vibraciones dañinas a los equipos, afectando la eficiencia global.

La temperatura ambiente también puede tener efectos en la eficiencia, pues en el caso de los motores la reduce a medida que sea más alta y en caso de ser muy extremosa, provoca esfuerzos y deformaciones en los equipos, es por ello que deberá tomarse en cuenta al realizar el montaje y puesta en servicio, sobre todo permitiendo que se estabilice, antes de restringir el movimiento del conjunto.

2 - Pérdidas en la bomba: Las vibraciones, ruido, movimientos y desbalance del equipo tienen consecuencia en la operación hidráulica, ya que se afectan tolerancias y cargas, reduciendo la capacidad real del mismo, requiriendo para ello una mayor potencia y como consecuencia disminuye la eficiencia. A menudo, la causa raíz de que los niveles de vibración y ruido sean demasiado altos está relacionada con una desalineación del eje, lubricación inadecuada, un montaje incorrecto y disposiciones de rodamientos inapropiados o un enfriamiento ineficaz. Los altos niveles de vibración

aumentan el consumo de energía y pueden causar averías prematuras de los equipos y elevados costes de mantenimiento, lo cual incluye con frecuencia paros imprevistos.

La densidad menor de la mezcla líquido-vapor, provoca una reducción en el volumen real bombeado y por lo tanto la eficiencia disminuye. Asimismo, se inducen vibraciones y si el fenómeno es severo, puede causar daños internos a otras instalaciones y equipos e incluso el colapso del propio impulsor.

3 - Alineación: La correcta alineación de la bomba y el motor, es de suma importancia para conseguir una operación mecánica libre de problemas; por lo que esta se debe verificar de acuerdo a recomendaciones del fabricante.

4 - Impulsores: Se deben ajustar los impulsores antes de intentar poner en marcha la bomba. Una bomba nueva se debe operar con los impulsores ajustados a la mitad del juego lateral de acuerdo con recomendaciones del fabricante, esto es con el objeto de que la arena presente en el agua, no provoque un desgaste excesivo en la bomba lo cual afectaría a la bomba, especialmente a los impulsores. Una vez que el agua deje de salir con arena, los impulsores se podrán ajustar a su posición de trabajo más eficiente. Por otra parte, las bombas que poseen un impulsor de acero inoxidable resultan ser menos eficientes que las de bronce.

- Recorte de impulsores: El recorte de impulsor es una técnica empleada desde hace mucho tiempo para cubrir lagunas en las líneas de fabricación; de nueva cuenta enfatizamos que las relaciones de afinidad permitirán saber si recortando el impulsor tendremos un punto de operación óptimo.
- Consideraciones de operación:

1. Velocidad de giro alta.
2. Presión de carga excesiva.
3. Peso específico del fluido.
4. Sometimiento de la bomba a tensiones.
5. Falta de grasa o grasa inadecuada.
6. Contrapresión excesiva.
7. Cebado insuficiente.
8. Taponamiento de tubería.
9. Penetración de aire por la estopera.
10. Dirección de giro.
11. Velocidad de giro demasiado pequeña.
12. Fuertes desgastes de las piezas interiores.
13. Sellos desgastados.
14. Camisa del eje con estrías.
15. Agua de refrigeración.
16. Golpeteo del eje.

•**Sobredimensionamiento:** El sobredimensionamiento de los equipos, es producto de un mal cálculo, falta de previsión y en algunos casos de información pobre, lo cual ocasiona que se disponga de equipos que no cumplan con las características que requiere el sistema hidráulico.

Sabemos que al sobredimensionar un equipo, se producen desventajas que ocasionan se pierda eficiencia en el sistema, obteniéndose con ello gastos de energía innecesarios.

2.4 Factores que incrementan la eficiencia

Para mantener, prever o controlar la eficiencia, podemos tomar en cuenta las siguientes consideraciones:

- Selección del equipo de bombeo (motor-bomba) apropiado, teniendo el conocimiento pleno del sistema.
- Acabado de la superficie de los impulsores.
- Selección adecuada de la velocidad específica de succión.
- Control de líquidos viscosos.
- Control de concentraciones de grandes volúmenes de sólidos.
- Control del tamaño de sólidos.
- Control de fricción en cojinetes, empaques o sellos.
- Montaje apropiado del equipo (bomba-motor).
- Corregir desbalances.
- Reducir vibraciones.
- Alineación del equipo en forma programada.
- Controlar la temperatura de operación del motor.
- Evitar recortes de impulsores.
- Controlar la velocidad del equipo.
- Controlar la presión del fluido.
- Evitar tensiones mecánicas en tuberías.
- Reposición de grasa adecuada.
- Verificar el cebado de bomba y tubería.
- Evitar entrada de aire.
- Cambiar sellos.
- Controlar el abatimiento del nivel dinámico.
- Control del peso específico del fluido que impulsa la bomba.
- Nivelación del eje de la bomba.

- Verificar presión de succión y descarga.

2.5 Verificación de la eficiencia garantizada

La eficiencia garantizada debe concordar con el punto de operación definido por el Punto de Intersección de la curva flujo-carga y la línea recta que va desde el origen y pasa a través del punto de operación garantizado. La eficiencia en este punto debe ser como mínimo 0.972 de la especificada.

Cuando las características específicas difieren a las características de los equipos con impulsores sin recorte, deberá tomarse en cuenta que para alcanzar los valores de gasto y carga (q_v y H), generalmente se lleva a cabo un recorte en el diámetro de salida del impulsor, así como en los alabes, lo cual implicará un cambio de condición en la eficiencia de una bomba sumergible, cambio reflejado considerablemente en una disminución de esta condición, así como una caída en la curva de comportamiento. La eficiencia de una bomba sumergible puede suponerse prácticamente inalterada cuando se aplica un recorte no mayor a 1% del diámetro de salida del impulsor y las tolerancias permitidas a las que se deberá sujetar la prueba, deben ser concertadas entre cliente y proveedor.

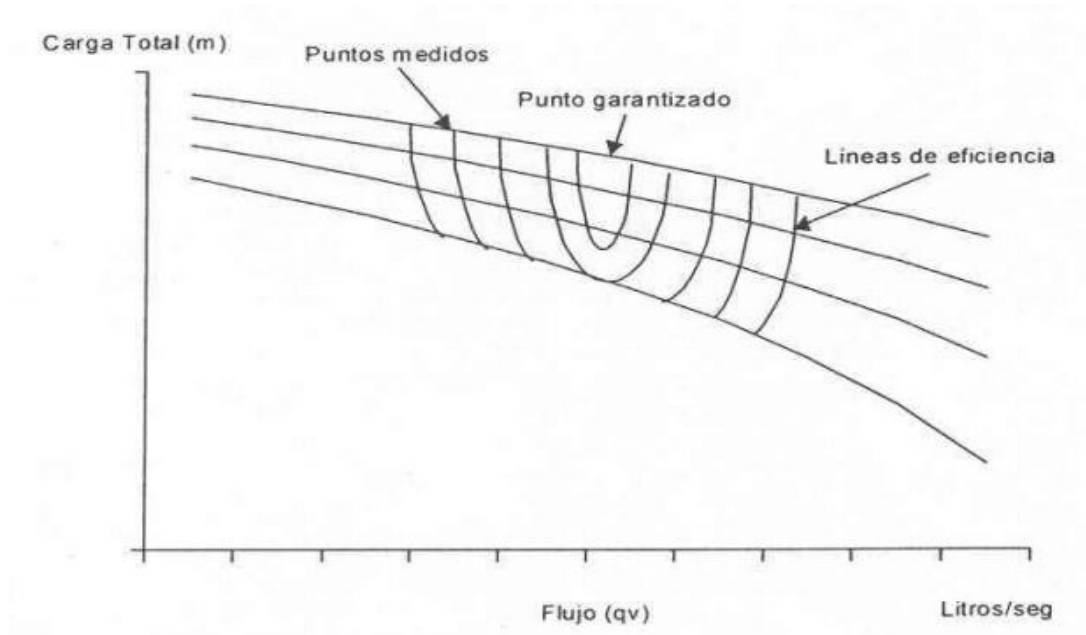


Fig. 2.3 Curva esquemática de capacidad vs. Carga total para la verificación de la eficiencia garantizada.

•Operación alejada del punto de mejor eficiencia

Las bombas centrífugas se diseñan para operar eficientemente a una carga, un gasto y una velocidad específica. A este punto de operación, se le conoce como: “el punto de mejor eficiencia”.

Considerando el costo de la energía, es más eficiente operar la bomba en este punto. Los equipos a menudo no operan en estas condiciones, debido a cambios en la operación del sistema y a la dificultad de igualar las condiciones de operación con el punto de mejor eficiencia de la bomba. Al operar el equipo fuera de este punto, se requiere de un esfuerzo adicional en algunas partes de la bomba y puede ocasionar daños en esta.

Por otra parte, operar los equipos a una mayor capacidad respecto al punto de óptima eficiencia puede provocar mayores daños, ejemplo de ello es mayor par de torsión, flexión o desviación del eje, la carga neta positiva de succión requerida puede ser mucho mayor que la disponible, ocasionando erosión, ruido y vibración debido a la alta velocidad del líquido.

Por lo anterior las características con las cuales la bomba debe operar, siempre deben ser discutidas y acordadas con el fabricante.

CAPÍTULO III: PROPUESTA DE SOLUCIÓN Y DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS OBTENIDOS.

3.1 Análisis de la carga en función del porcentaje de sólido

Durante las mediciones realizadas (Anexo 1) para diferentes porcentaje de sólidos se obtuvieron resultados que demuestran en la práctica el efecto de este y otros indicadores reológicos en el comportamiento del accionamiento. El porcentaje de sólido es el indicador más importante, pero también son influyentes en menor medida la proporción de arena, la presencia de gravillas y la viscosidad del fluido.

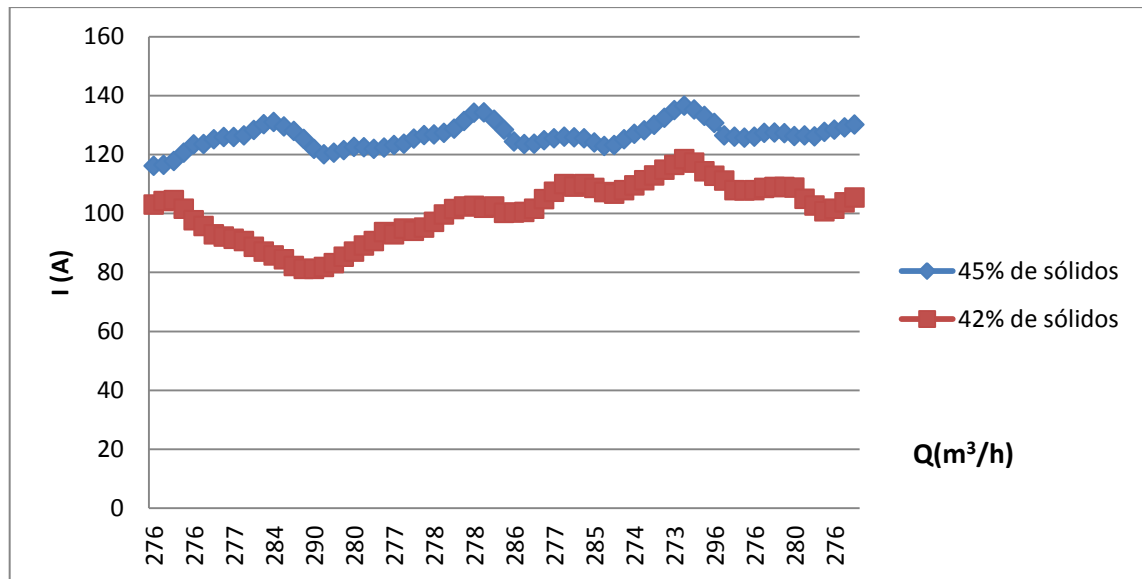


Gráfico 3.1. I(A) contra caudal en 114-PU-3J

En esta gráfica se puede observar la diferencia del comportamiento del accionamiento ante la presencia de muestras diferentes a la salida del Espesador E. Para un 42 por ciento de sólidos la corriente de trabajo trifásica

promedio es menor que en el caso de un 45 por ciento de sólidos debido esencialmente a que el accionamiento se sobre esfuerza porque no se corrige la velocidad para esas nuevas características que requieren un poco mas de esfuerzo para lograr el mismo caudal. Esto solo se logrará al calcular la curva de trabajo para estas condiciones y así ajustar la velocidad del motor con respecto al caudal establecido en el ajuste por el operador de control.

TABLA 3.1 Resumen de los resultados

Para las condiciones de diseño

Tramo	Dn(cm)	Q(m ³ /h)	v(m/s)	Re	f	Hf(m)	HAcc(m)	Hd(m)	Pd(kpa)
0-1	20,32	456	3,93	79881,78	0,0377	0,46	8,06	32	364
1-2	25,4	456	2,49	46402,12	0,0318	0,064	-		
2-3	35,56	572,1	1,82	33940,17	0,0394	3,35	-		
3-4	30,48	572,1	2,20	42560,04	0,0364	3,82	-		

Condiciones normales

Tramo	Dn(cm)	Q(m ³ /h)	v(m/s)	Re	f	Hf(m)	HAcc(m)	Hd(m)	Pd(kpa)
0-1	20,32	116,1	1,00	10802,61	0,0566	0,006	1,50	34,6	393
1-2	25,4	116,1	0,63	6275,07	0,0659	0,062	-		
2-3	35,56	232,3	0,74	9083,61	0,0569	0,80	-		
3-4	30,48	232,3	0,89	11390,59	0,0535	0,92	-		

Condiciones actuales caudal máximo de las bombas K y L

Tramo	Dn(cm)	Q(m ³ /h)	v(m/s)	Re	f	Hf(m)	HAcc(m)	Hd(m)	Pd(kpa)
0-1	20,32	162	1,39	30789,94	0,0508	0,011	2,099	41	466
1-2	25,4	162	0,88	19051,05	0,0568	0,10	-		
2-3	35,56	273	0,87	22032,69	0,0536	1,04	-		
3-4	30,48	273	1,05	26911,09	0,0512	1,22	-		

Para caudal máximo en la línea de 14 pulgadas

Tramo	Dn(cm)	Q(m ³ /h)	v(m/s)	Re	f	Hf(m)	HAcc(m)	Hd(m)	Pd(kpa)
0-1	20,32	144	1,24	26174,52	0,0532	0,009	2,10	34	392
1-2	25,4	144	0,79	16195,29	0,0596	0,09	-		
2-3	35,56	283	0,90	23121,76	0,0528	1,098	-		
3-4	30,48	283	1,089	28241,31	0,0505	1,29	-		

Para caudal promedio y % de sólidos promedios

Tramo	Dn(cm)	Q(m ³ /h)	v(m/s)	Re	f	Hf(m)	HAcc(m)	Hd(m)	Pd(kpa)
0-1	20,32	90	0,77	10307,57	0,0657	0,004	1,01	42	477
1-2	25,4	90	0,49	6227,18	0,0756	0,04	-		
2-3	35,56	177	0,56	8857,58	0,0657	0,53	-		
3-4	30,48	177	0,68	10927,02	0,0621	0,62	-		

Después de haberse realizado los cálculos hidráulicos correspondientes al sistema de bombeo de pulpa de fondo de los espesadores 114-TK-01 E/F se ha llegado a la conclusión de que para los datos reológicos existentes es necesario

instalar una bomba para reforzar el sistema de bombeo debido a que la presión en la línea de descarga para las condiciones de operación y máximas con las que fue diseñado el sistema, así como las máximas actuales superan el valor de presión de descarga de diseño de la bomba causando que existan problemas de eficiencia que dificultan la entrega del volumen de pulpa deseado al cabezal común de descarga y obligando a disminuir el porcentaje de sólido de la pulpa mezclándola con otra proveniente de uno de los tanques con un menor contenido de sólidos o inyectándole agua lo que provoca que no se pueda entregar la pulpa con las características deseadas a la planta de lixiviación lo que tiene un impacto negativo en la calidad del proceso y en la eficiencia del sistema en general al aumentar el tiempo de bombeo y los costos que se derivan de este.

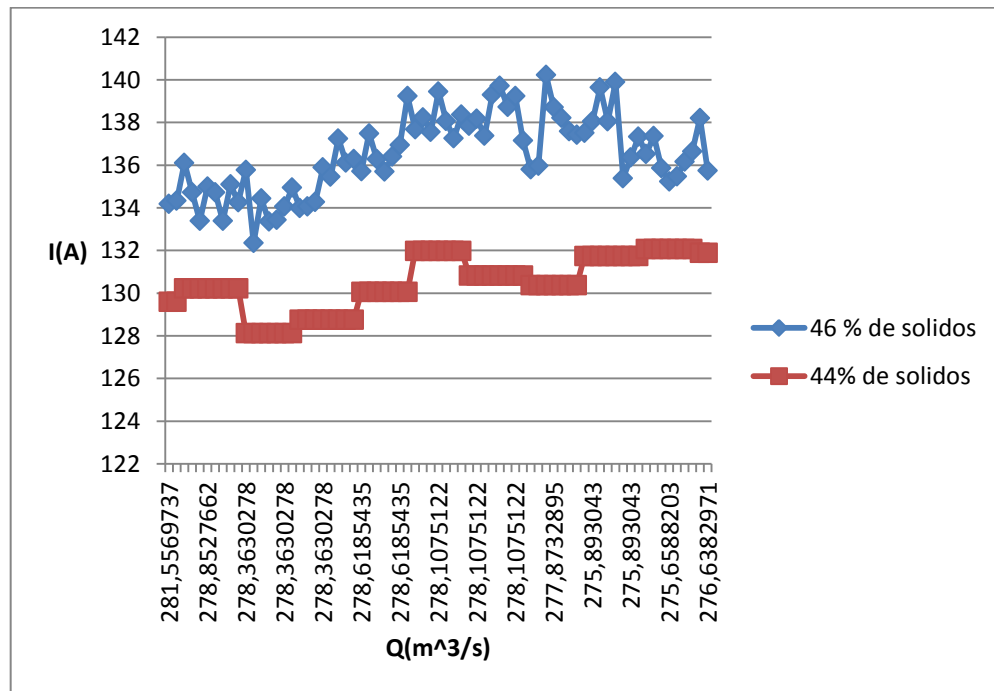


Gráfico 3. 2. I(A) contra caudal en 114-PU-3K

En este caso los datos fueron tomados con un mes de diferencia en el cabezal de descarga de la bomba 114-PU-3K perteneciente al Espesador F pudiendo observarse un comportamiento similar al presentado por la bomba 114-PU-3J perteneciente al Espesador E observándose una mayor carga para mayor porcentaje de sólido, comportamiento similar al observado en la 114-PU-3J perteneciente al tanque E. Al aumentar la corriente de trabajo también aumentan las pérdidas en el cobre ya que estas varían con el cuadrado de la misma.

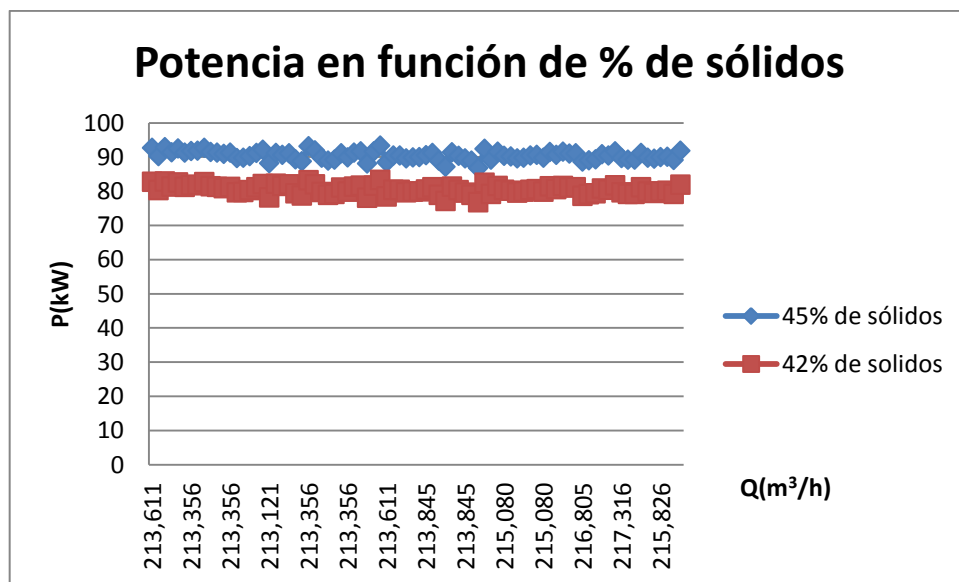


Gráfico 3.3 Potencia activa trifásica contra caudal.

En este gráfico también se puede constatar que la demanda de potencia activa por el motor es mayor para un 45 por ciento de sólido que para un 42 %. También podemos definir que el coeficiente de carga para este accionamiento es de un 50% aproximadamente. Estos resultados corroboran lo investigado por [Liudmila, 2010] donde puede apreciarse que las bombas que manejan fluidos no newtonianos requiere una mayor potencia para garantizar el mismo flujo que

las bombas que manejan un fluido con características newtonianas y que para el caso de los primeros la viscosidad y la potencia necesaria aumenta al incrementarse los sólidos en suspensión.

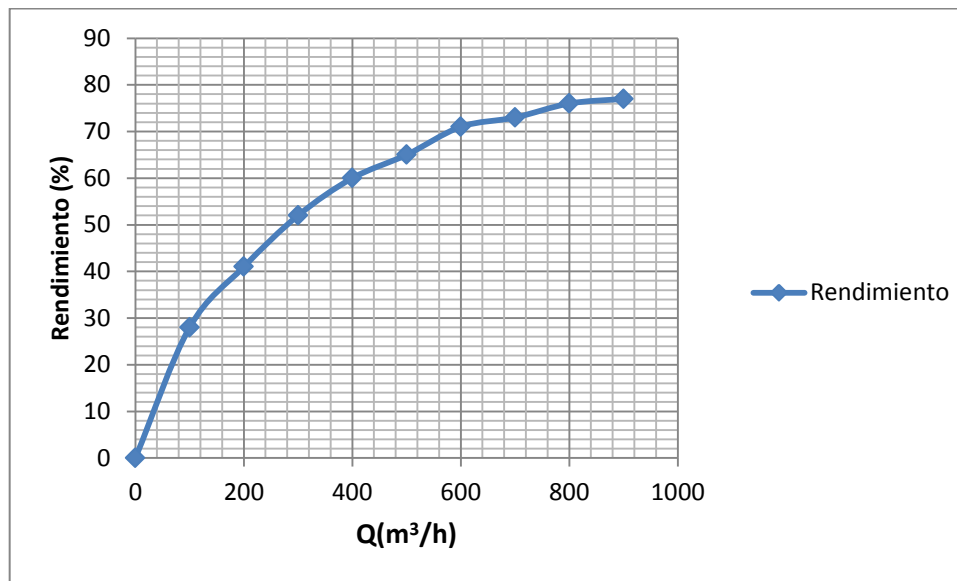


Gráfico 3.4 Rendimiento contra caudal.

Comparando este gráfico y el obtenido de la red se obtiene el rendimiento de la bomba para diferentes caudales de operación siendo esto clave para conocer si la bomba está o no operando cerca del punto de mayor eficiencia, en el caso de estas bombas de un 76 %.

3.2 Cálculo de Rendimiento del sistema

A través de la curva del sistema obtenemos el rendimiento de la bomba según la curva de la red que para un 44%, que es el promedio en este año, es de un 61% y calculamos la potencia de entrada a la bomba pues la de salida se calculó mediante la ecuación (1.4) que es de 38 kW y obtuvimos que la de entrada es de 62 kW. Con esta y la medida con el analizador de red a la

entrada del motor se pudo calcular el rendimiento del motor (ecuación 1.6) es de un 69%. El rendimiento total del sistema es de 42.2%. Por debajo de lo recomendado en la norma [ANSI/HI, 2010] que es de un mínimo de 55% para accionamientos que operan con bombas centrífugas y la de la bomba (57% del PME) está en la región permisible de trabajo según la hoja de datos del fabricante que es entre un 50% a un 120% del punto de máxima eficiencia.

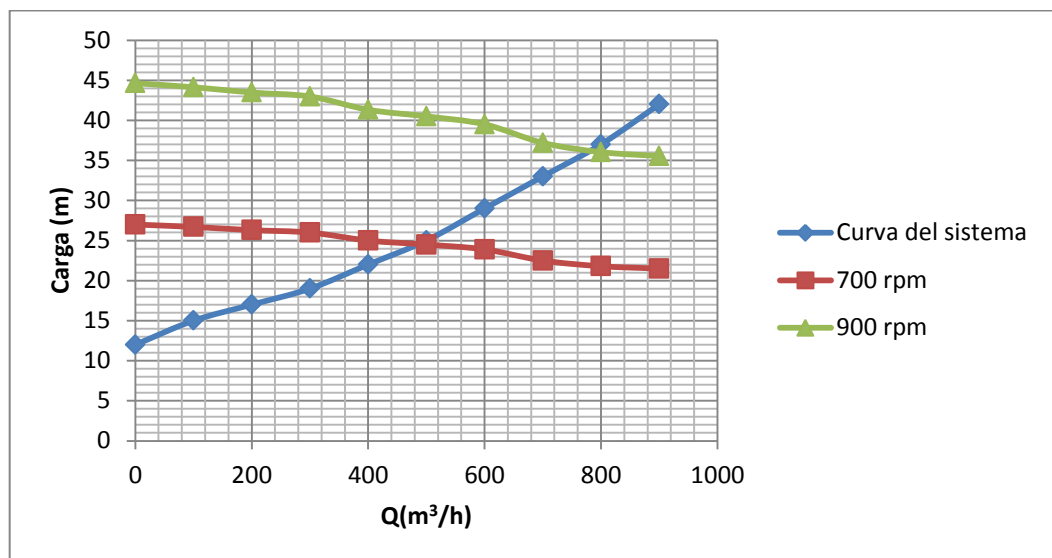


Gráfico 3.4 Curva del sistema calculada para 44 % de sólidos.

Esta es la curva de rendimiento de la bomba para 44% de sólidos que es el promedio de estos tanques en este año. De él podemos obtener los puntos de operación que debe tener la bomba para trabajar eficientemente. Para un caudal de 450 m³/h estas bombas trabajando en paralelo, a velocidad máxima (900 rpm) tendríamos una altura de carga en la línea de 34 m. En la curva proporcionada por el fabricante se tiene que para las mismas condiciones la altura de carga en la línea es menor (32 m). Durante el análisis de los resultados y la comparación con las mediciones se llegó a la conclusión de que

para valores superiores a 40 % de sólidos las bombas instaladas son incapaces de proveer el caudal de diseño para el cual fueron compradas. Para que se tenga en cuenta la diferencia tomaremos dos de los resultados obtenidos para un 45 % de sólidos y un 41 % de sólidos. Para el primero la bomba 114-PU-3J está transportando el fluido a razón de 72 m³/h, con una velocidad de 891 rpm y una corriente de trabajo de 150 A y la bomba 114-PU-3L se encontraba también transportando pulpa a razón de 187 m³/h para el segundo porcentaje de sólidos a una velocidad de 879 rpm y con una corriente de trabajo de 122 A. Se puede constatar la desproporción de caudal entregado para bombas idénticas operando a velocidades similares con una variación de sólo un 4% de los sólidos en suspensión de la pulpa, por lo cual ninguna de las dos bajo estas condiciones podrá alcanzar su caudal de diseño para estas velocidades. Sin embargo en la medición realizada al motor se observa que se encuentra trabajando aproximadamente al 50 % de su capacidad. Al observar la hoja de datos que provee el fabricante de la bomba se obtiene que el motor recomendado para esta sea de 110 kW (150 HP) pero el instalado actualmente es de 160 kW (200 HP) para una bomba, que para el impelente que posee la mayor potencia que puede desarrollar es de 86.5 kW. Para una 45% de sólido y 891 rpm la bomba necesita 6 horas con 15 minutos para bombear el caudal de diseño 450 m³/h equivalente a un consumo de 565,8 kWh y para un 41% de sólido y 873 rpm la bomba necesita 2 horas y 10 minutos aproximadamente para un consumo de 173.2 kWh. El consumo para un 45% de sólido es 3.3 veces mayor que para un 41%.

3.3 Propuestas técnico-económicas

El costo de bombeo en que se incurre al transportar el fluido se expresa mediante la siguiente ecuación

$$C_{cons} = P_m * t_t * t_{el} \quad (3.1)$$

Dónde:

L: longitud total

C_{bom} : Costo por consumo (CUC/año).

P_m : Potencia eléctrica (kW).

t_{el} : Tarifa eléctrica; (CUC/ kWh).

t_t : Tiempo de trabajo del equipo; (h/año).

El costo bajo las condiciones de más carga evaluada y según la fórmula 3.1 asciende a 219 040 CUC/año. Para un 41 % de sólido el costo por consumo en el accionamiento de bombeo es de 96 300 CUC/año.

Variante 1

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos entonces se propone ubicar una bomba reforzadora en la línea que supla el déficit existente en la altura de carga para el porcentaje de sólido promedio y utilizar alguna de las bombas que se encuentran en reserva en estos tanques para alcanzar el caudal deseado y disminuir el tiempo de bombeo.

Costo total de compra, instalación y montaje 251 850 USD (Anexo 3)

El costo de la energía ahorrada se puede determinar a partir de la diferencia obtenida entre el costo por consumo de estas bombas para un 41% donde la

altura de carga no supera la de diseño y para un 45 % de sólido donde es un poco superior y el tiempo de bombeo es mayor. Este costo asciende aproximadamente a 122 740 CUC año.

El tiempo de amortización de esta inversión se obtiene mediante la fórmula 3.2 y es de 2.06 años

$$T_{\text{amortización}} = \frac{\text{Inversión}}{\text{Energía Ahorrada}} \quad (3.2)$$

Donde:

T_{amortización}: es el tiempo de recuperación de la inversión.

Inversión: es lo que se invierte en la compra del producto.

Energía ahorrada: es la energía que se ahorra con el producto que se propone comprar en (CUC).

Variante 2

Reemplazar las bombas de flujo inferior existente por bombas de más capacidad hasta 140 kW que cumplan con los requisitos de altura de descarga y caudal calculado ya que no es necesario cambiar el motor eléctrico acoplado a estas que es de 160 kW. Para esta variante no es necesario cambiar el variador ni el motor eléctrico instalado y que estos se encuentran actualmente subcargados (bomba de 86.5 kW, motor de 160 kW y variador de velocidad de 200 kW). Los accesorios tampoco necesitan ser cambiados por lo cual se tomará únicamente el valor de la bomba. El valor unitario de una bomba de las características deseadas (Metso Minerals HR250 C5) es de 190 000 USD contando gastos de mano de obra en el montaje, transporte y subcontrato. Teniendo en cuenta que son 4 bombas el costo total de la inversión ascendería a aproximadamente 760 000 USD que de concretarse por la fórmula 3.2

tardaría en amortizarse en 6.2 años lo cual es bastante tiempo para una inversión de este tipo por lo cual se recomienda mas la primera variante.

CONCLUSIONES

1. Se logró presentar el estado del arte del sistema de accionamientos de bombas de transporte laterítico, esto permitió tener conocimiento del principio de funcionamiento de los variadores de velocidad y de la teoría general del funcionamiento de estos para accionamientos eléctricos.
2. Se determinaron las características de explotación de los accionamientos, lo que facilitó la realización de un conjunto de mediciones, que sirvieron de referencia para conocer el comportamiento de la eficiencia energética en el accionamiento.
3. Se calculó la curva de la red teniendo en cuenta el modelo reológico existente en la Subdirección de Desarrollo de la empresa y se realizaron las mediciones pertinentes que permitieron encontrar el rendimiento del sistema que es de un 42.2 % para las condiciones actuales de operación y disminuye con el aumento de los sólidos en suspensión debido al aumento de la altura de carga por encima de las condiciones de diseño.
4. Se propusieron variantes para disminuir las pérdidas por concepto de tiempo de bombeo y costo de consumo del mismo. Con la aplicación de las variantes propuestas se puede ahorrar aproximadamente 122 740 CUC a año por concepto de costo de consumo en el bombeo.

RECOMENDACIONES

Para el desarrollo de investigaciones futuras se realizan las recomendaciones siguientes:

1. Tener en cuenta un rango mayor de concentración de sólidos en las determinaciones experimentales para comprobar su grado de significación sobre la viscosidad de las suspensiones y su efecto en la eficiencia de los accionamientos con bombas en la planta
2. Actualizar el modelo reológico existente y hacer un estudio similar para la línea de 45,8 cm e incluir los accionamientos de los tanques A, B, C en el mismo.

BIBLIOGRAFÍA

1. Abrahamsen, Flemming, 2000, Energy Optimal Control of Induction Motor Drives, 216 p. Aalborg. Institut for Energiteknik, Aalborg Universitet.
2. Alexander Kusko, Donald Galler , 1983, Journal: IEEE Transactions on Industry Applications - IEEE TRANS IND APPL , vol. IA-19, no. 4, pp. 561-570,
3. Almeida, A., Boteler, R., Brunner, C., Doppelbauer, M., & Hoyt, W. (2009). MEPS Guide 1st Edition. Zurich.
4. Atkinson, S. Petreanu, C. J. Tennant, and P. Famouri, “Modeling and development of a linear engine,” in Proc. 1998 Spring Tech. Conf. ASME
5. Bertoldi, P., & Atanasiu, B. (2009). Proceedings of the 6th International Conference EEMOODS 2009: Energy Efficiency in Motor Driven Systems. Nantes, France: European Communities.
6. Boglietti, A., Cavagnino, A., Lazzari, M., & Pastorelli, M. (2003). International Standards for the Induction Motor Efficiency Evaluation: a Critical Analysis of the Stray-Load Loss Determination. Industry Applications Conference, 38th IAS Annual Meeting, 2. vol.2, pp.841- 848. Politecnico di Torino, Italy.
7. Brunner, C. U. (2007). SEEEM Update International harmonization of motor standards saves energy. En SEEEM (Ed.), APEC Workshop 3 December 2007, Beijing (revised July 2008). Beijing, China.
8. Brunner, C. U. (2009). Global Motor Systems Network: The International Energy Agency 4E EMSA Project. En P. B. ATANASIU (Ed.), Proceedings of the 6^o International Conference EEMODS '09: Energy Efficiency in Motor Driven Systems (págs.3-13). Nantes, FRANCE: European Commission.
9. Brunner, C. U. (2011). Harmonized Standars for Motors and Systems. Global progress report and outlook. *EEMODS´11*. Alexandria: EMSA.

10. CE. (22 de julio de 2009). Reglamento (CE) 640/2009. Requisito de diseño ecológico de motores eléctricos. Por el que se aplica la Directiva 2005/32/CE del Parlamento Europeo y del Consejo en lo relativo a los requisitos de diseño ecológico para los motores eléctricos. CE, Comunidad Europea, 23.7.2009: Diario Oficial de la Unión Europea.
11. De Keulenaer, H., Belmans, R., Blaustein, E., Chapman, D., De Almeida, A., De Wachter, B., & Radgen, P. (2004). Energy Efficient Motor Driven Systems. Brussels, Belgium: European Copper Institute.
12. ECI. (2007). Refined copper usage reached an all-time record in 2007. Cooper annual report 2007. Brussels, Belgium: European Copper Institute.
13. Ellis, M. (2007). Experience with energy efficiency regulations for electrical equipment. Paris, France: International Energy Agency, OECD/IEA.
14. Falkner, H. & Holt, S. 2011. Walking the Torque: Proposed Work Plan for Energy-Efficiency Policy Opportunities for Electric Motor-Driven Systems. París, France: OECD/IEA.
15. Fleiter, T., Eichhammer, W., & Schleich, J. 2011. Energy efficiency in electric motor systems: Technical potentials and policy approaches for developing countries. Viena, Austria: United Nations Industrial Development Organization - UNIDO.
16. Guardiola de Cabo, L. (s.f.). Análisis de la norma IEC 60034-2-1. Aplicación en la determinación de las pérdidas y el rendimiento de motores de inducción trifásicos.
17. Heung G. Kim, Seung K. Sul, Min H. Park Journal: 1984 IEEE Transactions on Industry Applications - IEEE TRANS IND APPL , vol. IA-20, no. 6, pp. 1453-1459,
18. Hsu, J.S. 2008, p 5, 175Hp Contrarotating Homopolar Motor Design Report
19. Hydraulic Institute ANSI Guideline for Rotodynamic Pump Efficiency Prediction HI 20.3, 2010.

20. IEEE 841. 1998-12-01
21. Liudmila Pérez Garcia, 2010, “Modelo matemático que correlaciona los principales factores de influencia sobre el comportamiento reológico de la pulpa laterítica, Santiago de Cuba, Cuba”. Tesis doctoral. Departamento de Ingeniería Química. Universidad de Oriente.
22. Mahla A., I. (2009). Proyecto piloto de reemplazo de motores eléctricos en minería de cobre - Chile. Santiago de Chile: Hernán Sierralta Wortsman - International Copper Association, Ltd.
23. Maruszczuk, J., Lhenry, M., Helinko, M., & Korendo, Z. (03 de 2009). En armonía. Definición de normas mundiales de eficiencia energética. (A. A. Ltd., Ed.) Revista ABB, 50-55.
24. P. Vanroy, B. Slaets, K. Hameyer, R. Belmans, 2000, Energy Efficiency Improvements in Electronic Motors and Drives, p 361-368, Springer Berlin Heidelberg.
25. R Ortega, CC Wit, SI Seleme Jr, 2000, Nonlinear Control of Induction Motors: The Torque Tracking with Unknown Load Disturbance, p206-210, American Control Conference.
26. Shankar Sastry and Marc Bodson, 1989-1994 ,Adaptive Control: Stability, Convergence, and Robustness, 256p. Prentice-Hall Advanced Reference Series, Prentice-Hall, (ISBN 0-13-004326-5).

Anexo 1

Tabla de mediciones

la	lb	lc	lavg	ln	ldesb	Van	Vbn	Vcn	Vfase
(A)	(A)	(A)	(A)	(A)	(%)	(V)	(V)	(V)	(V)
143	142	142	142	0	0.3	315	314	315	315
141	141	140	141	0	0.6	325	324	325	325
144	143	143	143	0	0.3	313	314	316	314
143	143	142	143	0	0.5	328	326	326	327
144	144	143	144	0	0.6	328	327	327	327
143	143	142	143	0	0.3	318	319	318	318
143	142	141	142	0	0.6	328	324	324	325
144	142	143	143	0	0.6	319	318	319	319
143	143	142	143	0	0.5	317	315	316	316
142	140	140	141	0	0.8	314	311	312	312
143	142	142	142	0	0.5	314	312	312	313
141	140	140	140	0	0.6	324	324	323	324
142	141	141	141	0	0.6	329	329	327	328
141	140	140	140	0	0.6	327	328	328	328
142	141	141	141	0	0.5	317	313	312	314
140	139	139	139	0	0.5	329	329	327	328
142	141	140	141	0	0.6	329	329	328	329
142	142	142	142	0	0.1	329	328	329	329
139	139	139	139	0	0.2	330	327	330	329
142	142	141	142	0	0.5	330	328	329	329
143	141	142	142	0	0.5	326	328	326	327
141	140	141	141	0	0.5	312	316	312	313
140	140	139	140	0	0.4	313	312	309	311
138	137	138	138	0	0.5	327	326	326	326
144	143	143	143	0	0.4	312	314	314	313
142	142	141	142	0	0.3	310	311	314	312
141	140	140	140	0	0.4	315	316	315	315
140	139	140	140	0	0.4	313	310	313	312
141	141	140	141	0	0.3	314	311	311	312
143	142	142	142	0	0.5	320	320	320	320
141	141	141	141	0	0.5	313	314	310	312
141	141	140	141	0	0.3	313	313	314	313
142	141	142	142	0	0.6	324	325	322	324
140	140	139	140	0	0.6	326	325	326	326
142	142	141	142	0	0.2	319	317	316	317
145	143	144	144	0	0.6	321	320	320	320
139	138	139	139	0	0.3	328	328	325	327
142	141	140	141	0	0.7	327	329	328	328
140	140	140	140	0	0.3	314	312	311	312

Eficiencia Energética de los accionamientos con bombas en los tanques E y F de la planta de Espesadores de la Empresa Pedro Sotto Alba

Autor: Arturo Legrá Paumier.

139	138	138	138	0	0.3	314	312	311	312
140	139	139	139	0	0.5	327	328	329	328
141	139	140	140	0	0.6	325	326	325	325
142	140	141	141	0	0.5	323	324	323	323
142	141	141	141	0	0.4	328	327	328	328
141	140	140	140	0	0.6	324	325	325	325
139	138	139	139	0	0.6	313	315	313	314
142	141	141	141	0	0.5	325	325	327	326
142	141	141	141	0	0.5	321	319	317	319
142	141	141	141	0	0.3	324	326	322	324
139	138	138	138	0	0.5	331	329	326	329
137	136	137	137	0	0.5	320	323	322	322
144	143	143	143	0	0.6	314	314	316	315
139	139	139	139	0	0.5	318	317	318	318
142	142	142	142	0	0.4	316	315	315	315
142	142	142	142	0	0.3	324	326	329	326
141	141	141	141	0	0.3	320	320	320	320
142	141	141	141	0	0.1	319	320	319	319
141	141	140	141	0	0.5	326	325	325	325
142	142	141	142	0	0.3	325	324	323	324
141	141	140	141	0	0.5	326	324	323	324
141	141	140	141	0	0.2	315	314	314	314
142	142	141	142	0	0.5	325	325	323	324
142	141	141	141	0	0.5	323	323	325	324
144	143	143	143	0	0.5	324	327	325	325
143	143	142	143	0	0.4	320	318	320	319
142	142	141	142	0	0.6	323	324	323	323
139	138	139	139	0	0.2	317	316	318	317
140	140	139	140	0	0.5	327	327	325	326
139	139	138	139	0	0.4	326	324	325	325
141	141	140	141	0	0.4	313	314	313	313
141	140	140	140	0	0.3	316	315	314	315
142	141	141	141	0	0.4	327	330	328	328
141	140	140	140	0	0.3	312	314	317	314
138	139	138	138	0	0.5	315	313	312	313
140	139	139	139	0	0.5	311	312	314	312
141	140	141	141	0	0.5	318	310	314	314
141	142	141	141	0	0.3	315	315	315	315
140	140	140	140	0	0.2	328	327	328	328
141	141	141	141	0	0.4	328	327	330	328
140	140	140	140	0	0.3	317	315	317	316
140	139	139	139	0	0.4	328	327	331	329
143	143	143	143	0	0.2	316	311	314	314

P3	Q3	S3	FP3	Frecuencia	Demand: la	Demand: lb	Demand: lc	Demand : In
(kW)	(kvar)	(KVA)	()	(Hz)	(A)	(A)	(A)	(A)
92,74	98.51	135.35	0.69	60.00	42	40	36	0
90,31	103.94	137.70	0.66	59.99	42	40	36	0
92,87	99.50	136.11	0.68	60.00	42	40	36	0
91,39	107.12	140.82	0.65	59.99	42	40	36	0
92,56	107.74	142.05	0.65	59.99	42	40	36	0
91,32	101.93	136.87	0.67	59.99	48	46	43	0
91,78	105.02	139.50	0.66	59.99	48	46	43	0
91,91	102.06	137.39	0.67	59.99	48	46	43	0
92,72	99.49	136.00	0.68	60.00	48	46	43	0
91,49	96.28	132.83	0.69	60.00	48	46	43	0
91,27	98.79	134.51	0.68	60.00	48	46	43	0
90,95	103.01	137.43	0.66	59.99	54	52	49	0
91,3	107.05	140.70	0.65	59.99	54	52	49	0
89,68	106.41	139.18	0.64	59.99	54	52	49	0
89,77	99.29	133.91	0.67	60.00	54	52	49	0
90,31	104.93	138.45	0.65	60.00	54	52	49	0
91,2	106.48	140.20	0.65	60.00	54	52	49	0
92,12	106.80	141.04	0.65	60.00	59	57	55	0
88,21	106.33	138.17	0.64	60.00	59	57	55	0
91,2	107.59	141.04	0.65	60.00	59	57	55	0
90,61	106.98	140.19	0.65	60.00	59	57	55	0
91,08	96.99	133.10	0.68	59.99	59	57	55	0
89,37	96.38	131.52	0.68	59.99	59	57	55	0
88,76	103.15	136.08	0.65	60.00	64	62	60	0
93,22	98.85	135.87	0.69	59.99	64	62	60	0
91,99	96.67	133.46	0.69	59.99	64	62	60	0
89,82	98.89	133.62	0.67	60.00	64	62	60	0
88,92	97.08	131.70	0.68	59.99	64	62	60	0
89,26	97.93	132.53	0.67	59.99	64	62	60	0
91,13	103.17	137.66	0.66	59.99	69	67	65	0
89,9	98.16	133.12	0.68	59.99	69	67	65	0
91,35	97.05	133.30	0.69	59.99	69	67	65	0
91,64	103.34	138.11	0.66	59.99	69	67	65	0

88,14	105.00	137.10	0.64	60.00	69	67	65	0
91,69	100.08	135.76	0.68	59.99	69	67	65	0
93,34	103.46	139.34	0.67	60.00	73	72	70	0
88,46	104.65	137.04	0.65	60.00	73	72	70	0
90,42	106.66	139.83	0.65	60.00	73	72	70	0
90,48	96.67	132.43	0.68	59.99	73	72	70	0
89,66	94.82	130.50	0.69	59.99	73	72	70	0
89,9	105.25	138.43	0.65	60.00	73	72	70	0
89,95	104.20	137.66	0.65	59.99	77	76	74	0
90,58	103.69	137.68	0.66	59.99	77	76	74	0
91,21	106.38	140.13	0.65	59.99	77	76	74	0
88,96	105.47	137.99	0.64	60.00	77	76	74	0
87,2	98.31	131.42	0.66	59.99	77	76	74	0
91,37	105.24	139.38	0.66	60.00	77	76	74	0
90,34	101.77	136.09	0.66	59.99	81	80	78	0
89,63	104.98	138.04	0.65	59.99	81	80	78	0
88,96	104.77	137.45	0.65	59.98	81	80	78	0
86,8	101.05	133.26	0.65	59.98	81	80	78	0
92,47	99.86	136.13	0.68	59.99	81	80	78	0
89,25	98.97	133.30	0.67	59.98	81	80	78	0
91,57	100.34	135.88	0.67	60.00	85	84	82	0
90,4	107.01	140.10	0.65	60.00	85	84	82	0
90,18	102.25	136.35	0.66	59.99	85	84	82	0
89,58	102.92	136.48	0.66	59.99	85	84	82	0
89,84	105.34	138.45	0.65	59.99	85	84	82	0
90,42	104.55	138.23	0.65	60.01	85	84	82	0
90,66	102.99	137.21	0.66	59.99	89	88	86	0
89,84	98.72	133.51	0.67	59.99	89	88	86	0
91,52	104.86	139.19	0.66	60.00	89	88	86	0
90,62	104.33	138.20	0.66	59.99	89	88	86	0
91,59	106.48	140.47	0.65	60.01	89	88	86	0
91,07	103.09	137.56	0.66	59.99	89	88	86	0
91,16	103.91	138.22	0.66	60.00	92	91	89	0
88,65	99.11	132.97	0.67	60.00	92	91	89	0
89,09	105.06	137.77	0.65	60.01	92	91	89	0
89,38	102.72	136.19	0.66	59.99	92	91	89	0

Eficiencia Energética de los accionamientos con bombas en los tanques E y F de la planta de Espesadores de la Empresa Pedro Sotto Alba

Autor: Arturo Legrá Paumier.

90,81	97.52	133.29	0.68	60.01	92	91	89	0
90,49	98.51	133.78	0.68	60.01	92	91	89	0
91,71	106.18	140.31	0.65	59.99	95	94	92	0
89,71	98.42	133.18	0.67	60.00	95	94	92	0
89,27	95.81	130.96	0.68	60.00	95	94	92	0
89,22	96.69	131.59	0.68	60.01	95	94	92	0
91,17	97.60	133.56	0.68	60.00	95	94	92	0
89,85	100.17	134.60	0.67	60.01	95	94	92	0
89,49	105.72	138.51	0.65	59.99	98	97	95	0
89,97	106.90	139.75	0.64	60.00	98	97	95	0
90,12	99.08	133.95	0.67	60.00	98	97	95	0
89,19	105.91	138.46	0.64	59.99	98	97	95	0
91,9	99.71	135.62	0.68	60.00	98	97	95	0

Eficiencia Energética de los accionamientos con bombas en los tanques E y F de la planta de Espesadores de la
 Empresa Pedro Sotto Alba

Autor: Arturo Legrá Paumier.

Anexo 2

Análisis de desglose de costo realizado en la Subdirección de Desarrollo.

	Capital	Non-Capital	Non-Cash	Total
Direct costs / Costo directo				
Equipment and installation / Equipamiento e instalación	\$ 139,000			\$ 139,000
Piping and installation / Tubería e instalación	\$ 13,000			\$ 13,000
Instrumentation and installation / Instrumentación e instalación				
Electrical and installation / Eléctrica e instalación	\$ 49,000			\$ 49,000
Civil, site work and installation / Civil, trabajo e instalación en el sitio	\$ 3,000			\$ 3,000
Structures, buildings and installation / Estructuras, edificaciones e instalación				
Insulation, painting and installation / Insulación, pintura e instalación				
Total direct costs / Costo directo total	\$ 204,000			\$ 204,000
Indirect Costs / Costo indirecto				
Engineering / Ingeniería				
Freight and construction / Flete y construcción	\$ 15,000			\$ 15,000
Owner's costs (capital only) / Costo del propietario (solo capital)				
Total indirect costs / Costo indirecto total	\$ 15,000			\$ 15,000
Other costs / Otros costos				
Other ⁽¹⁾ / Otros ⁽¹⁾				
Contingency and escalation / Contingencia y escalamiento	\$ 26,000			\$ 26,000
Total other costs / Total de otros costos	\$ 26,000			\$ 26,000
Total project expenditure / Costo total del proyecto	\$ 245,000			\$ 245,000
Spare parts (other) / Piezas de repuesto (otros)		\$ 6,850		\$ 6,850
Less: third party contributions / Contribuciones a Terceros				
Total expenditure for approval⁽²⁾ / Total de gastos para aprobación⁽²⁾	\$ 245,000	\$ 6,850		\$ 251,850

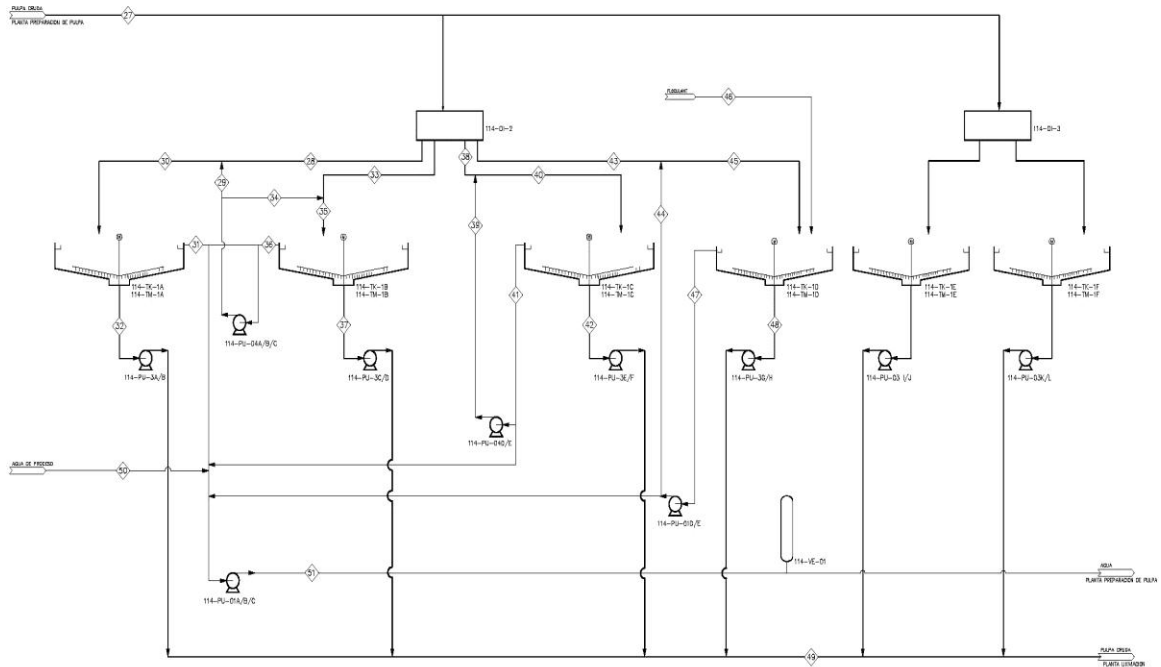
Eficiencia Energética de los accionamientos con bombas en los tanques E y F de la planta de Espesadores de la Empresa Pedro Sotto Alba

Autor: Arturo Legrá Paumier.

Component description / Descripción del componente	Existing component (Yes/No) / Componente existente (Si/No)	Cost estimate of component / Costo estimado del componente	CCA Class (in Canada only) / Clasificación CCA (solo en Canadá)	Estimated useful life (years) ⁽¹⁾ / Vida útil estimada (años) ⁽¹⁾
Bomba de Fondo 3A	Yes	\$190,000	-	20 years
VFD		\$30,000		20 years
Motor Electrico		\$25,000		20 years
TOTAL ⁽²⁾		\$ 245,000		

Anexo 3

Flujo tecnológico de la planta de Espesadores



114-TX-1A 114-TX-1B SEDIMENTADOR Y MECANISMO DE PASTILLO	114-PU-2A/B 114-PU-2B/C BOMBA DE FONDO DEL SEDIMENTADOR	114-TX-1B 114-TX-1C SEDIMENTADOR Y MECANISMO DEL PASTILLO	114-D-2 114-TX-1C 114-TX-1D SEDIMENTADOR Y MECANISMO DE PASTILLO	114-PU-2C/D 114-PU-2E/F BOMBA FONDO DEL ESPESADOR	114-PU-2G/H 114-PU-2I/J BOMBA FONDO DEL SEDIMENTADOR	114-TX-1D 114-TX-1E SEDIMENTADOR Y MECANISMO DEL PASTILLO	114-VE-01 114-VE-02 TANQUE AMORTIGUADOR
---	--	--	--	--	---	--	---

Eficiencia Energética de los accionamientos con bombas en los tanques E y F de la planta de Espesadores de la Empresa Pedro Sotto Alba

Autor: Arturo Legrá Paumier.