



**MINISTERIO DE EDUCACION SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALURGICO DE MOA**

Dr."Antonio Núñez Jiménez"

**FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECHANICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERIA ELECTRICA**

Trabajo de Diploma

Título: Caracterización del Accionamiento de Bombas Centrífugas de la Planta de Lixiviación y Lavado de la Empresa Cmdte. Ernesto Che Guevara.

Diplomante: Heiquel Góngora Rigñack

Tutores: Ms. C. William Leandro Batista Marrero
Dr. C. Luis Delfín Rojas Purón

**"Año de la Revolución Energética en Cuba"
Moa – 2006**



DECLARACION DE AUTORIDAD.

Los abajo firmantes certifican que el Diplomante Heiquel Góngora Rigñack es autor intelectual del presente Trabajo de Diploma, y se autoriza al Instituto Superior Minero Metalúrgico “Doctor Antonio Núñez Jiménez” de Moa, a hacer uso del mismo con fines de investigación y referencias bibliográficas.

Firma del Diplmante

Firma del Tutor



DEDICATORIA

- A mis padres, que me han guiado por el camino correcto y gracias a ellos he podido llegar donde estoy.
- A mis hermanos, que siempre estuvieron a mi lado en los momentos más difíciles.
- A las personas que siempre me tuvieron afecto, cariño, de las cuales siempre seguí sus consejos y que hoy no pueden felicitarme por no encontrarse presente.
- A mi novia, por haber estado a mi lado en los momentos más difíciles del transcurso de la carrera.



AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar mis agradecimientos a todos los que de una forma u otra han colaborado en mi formación como profesional, de manera especial a:

Mis padres y hermanos.

Mis amigos, que de una forma u otra me han ayudado incondicionalmente en los momentos más difíciles que he vivido, en especial a Norki Correa, Yuriel Mayán y Jorge Félix.

Mis tutores Ms. C. William Leandro Batista Marrero y Dr. C. Luis Delfín Rojas Purón, por su preocupación y dedicación en la realización de este Trabajo de Diploma.

Al claustro de profesores del Departamento de Eléctrica.

A todas las personas, que me han ayudado en estos años.

A TODOS GRACIAS



Summary

This research has been carried out at "Lixiviation y Washing" plant of the "Cmdte. Ernesto Che Guevara" Plant, where a study of electric asynchronous motor drives with centrifugal pumps for nickel pulp mixtures was done.

This study shows the technical characteristics of the electric drives with a centrifugal pump, where the parameters for water transport were determined, based on the efficiency evaluation of the drive.



INDICE

INTRODUCCION.....	1
CAPITULO I: CARACTERIZACIÓN DE LA PLANTA DE LIXIVIACIÓN Y LAVADO DE LA EMPRESA COMANDANTE ERNESTO CHE GUEVARA.....	3
1.1. Caracterización de la Planta de Lixiviación y Lavado.....	4
1.1.1. Tanques de Contacto.....	5
1.1.2. Area de Lixiviación.....	6
1.1.3. Area de Lavado.....	8
1.1.4. Enfriadores de Licor.....	10
1.1.5. Area de Absorción.....	11
1.2. Caracterización de los Sistemas de Bombeo de la Planta de Lixiviación y Lavado.....	12
CAPITULO II: FUNDAMENTO TEORICO.....	19
2.1. Trabajos Precedentes.....	19
2.2. Optimización de Eficiencias de los Motores desde sus Diseños.....	23
2.3. Mejoramiento de la Eficiencia desde Esquemas de Control.....	24
2.4. Generalidades de las Bombas Centrífugas.....	25
2.5. Método de Regulación de las Turbo Máquinas.....	29
2.5.1. Regulación por Estrangulación.....	31
2.5.2. Regulación por Variación de las Frecuencias de Giro.....	33
2.5.3 Regulación por Variación de la Pre-rotación del Fluido.....	35
2.6. Esquema de Control de Accionamiento con Motores de Inducción.....	36
2.7. Control Directo del Torque.....	39
2.8. Aplicación del Control por Frecuencia en Accionamiento de Bombas Centrífugas.....	41
2.9. Aspectos sobre el Ahorro de Energía en las Bombas Centrífugas.....	42
2.10 Cálculo del ahorro normativo del accionamiento de la bomba centrífuga.....	50



CAPITULO III: EVALUACIÓN DE LOS RESULTADOS.....	51
3.1. Introducción.....	51
3.2. Análisis de los Resultados.....	54
CONCLUSIONES.....	61
RECOMENDACIONES.....	62
BIBLIOGRAFÍA.....	63
ANEXOS	



INTRODUCCIÓN

La industria del níquel constituye una de las posibilidades concretas para el desarrollo económico del país y en las condiciones del mercado actual cobra importancia tanto en su volumen, como su costo.

Actualmente existen en el país dos fábricas en funcionamiento y una en fase de construcción para la obtención de concentrados de Níquel más cobalto, por el proceso Carbonato Amoniacal que se caracteriza por un elevado consumo energético, y con ello los costos de producción.

La industria cubana del níquel se encuentra enfrascada, al igual que todo el país en una Revolución Energética, en busca de un uso más racional de los recursos disponibles. El proceso de producción de níquel incluye la transportación de hidromezclas de pulpa laterítica en suspensión de soluciones amoniacales con gases disueltos, que en la práctica presenta frecuentes dificultades debido a fallos que disminuyen la fiabilidad de los accionamientos con motores de inducción que accionan bombas centrífugas en su conjunto que junto al consumo energético empeora los costos de producción.

Situación Problemática.

El tema de la eficiencia energética es algo de vital importancia para la economía en nuestro país y en particular en la industria del níquel donde se utilizan de forma extensiva los accionamientos eléctricos en los que se consume un importante porcentaje de la energía de la empresa. En estos accionamientos en la actualidad se presentan problemas relacionados con incrustaciones que aparecen en las tuberías de la hidromezcla y en parte esto ocurre debido a una mala operación de la bomba, además no se ha estudiado la influencia de algunos parámetros del accionamiento en la eficiencia del mismo.

Objetivo.

- Valorar el comportamiento multivariable de la eficiencia en el accionamiento eléctrico del motor de inducción y bombas centrífugas para el hidrotransporte.

Hipótesis.

- Mediante la obtención del comportamiento multivariable del accionamiento es posible alcanzar regímenes de trabajo más eficientes del mismo.



CAPÍTULO I

1.1. Caracterización de la Planta de Lixiviación y Lavado.

Los accionamientos eléctricos con bombas centrífugas para transporte de pulpas lateríticas están presentes en diversas secciones del proceso tecnológico que sufre el mineral en las plantas de procesamiento del níquel cubano.

El esquema del proceso tecnológico simplificado en la planta de Lixiviación se muestra en la figura 1.1

Las funciones fundamentales de esta planta son las de Lixiviación del níquel y el cobalto del mineral reducido en los Hornos de Reducción, lavar las pulpas lixiviadas para recuperar el níquel disuelto, enviar el licor producto rico en níquel y el sólido de cola a la planta de recuperación de amoníaco donde se recupera el NH_3 y el CO_2 para ser utilizado nuevamente.

El sistema de lixiviación que se emplea es por decantación o contracorriente, o sea el sólido en forma de pulpa entra al sistema por los tanques de contactos y pasa por tres etapas de lixiviación y cinco etapas de lavado, saliendo por el último sedimentador de lavado en forma de cola empobrecida de níquel, mientras que las soluciones se envían en sentido contrario desde la última y penúltima etapa de lavado hasta los tanques de contacto, obteniéndose el licor, producto final rico en níquel, en la primera etapa de lixiviación.

Este proceso de lixiviación consiste en la disolución selectiva del mineral reducido de laterita, que tiene una composición de % de Ni, % de Co, de Fe metálico y de un - % de Fe magnético. El mineral reducido desde cada horno se recoge en un transportador rotatorio que lo lleva al enfriador de tambor, sumergido parcialmente en agua para enfriarlo hasta $393 \text{ }^\circ\text{K}$ ($120 \text{ }^\circ\text{C}$) y mezclarlo con licor amoniacal de retorno, en el canal de prelixiviación del cual pasa al tanque de contacto.



Ya en la planta de lixiviación y lavado, el mineral pasa a través de sistemas paralelos de lixiviación de dos etapas a contracorriente, la lixiviación se lleva a cabo con licor carbonatado amoniacal que contiene el 6% de amoníaco y el 3% ácido carbónico mediante la creación de la pulpa. En cada etapa de la lixiviación se encuentran turboaeradores y sedimentadores conectados en serie. El turboaerador es un reactor químico con agitación intensa, cuya función primaria es inyectar aire a baja presión, cuya magnitud va a estar regida por el tonelaje del mineral que entregan los hornos de reducción.

Este aire es introducido por la parte inferior del reactor en forma de bolas pequeñas y su cantidad debe de ser el triple del que se absorbe en la parte superior del mismo, a fin de garantizar las reacciones de oxidaciones del níquel, hierro y cobalto, así como una presión negativa, establecidas por los ciclones de tiro inducido en cada reactor, debido a que si fuese mayor, arrastraría pulpa para el circuito de absorción, y si fuese menor, traería consigo el llamado fenómeno de **Turbo positivo**, que provoca un escape de amoníaco a la atmósfera.

El oxígeno disuelto reacciona con las partes pequeñas de la parte metálica presente en el mineral y forma el óxido de níquel. Cuando se forman las películas de óxido sobre las partículas de níquel, las moléculas reactivas de óxido de níquel entran en combinación química con las soluciones de amoníaco para formar el complejo Carbonato-amoniacal de Níquel.

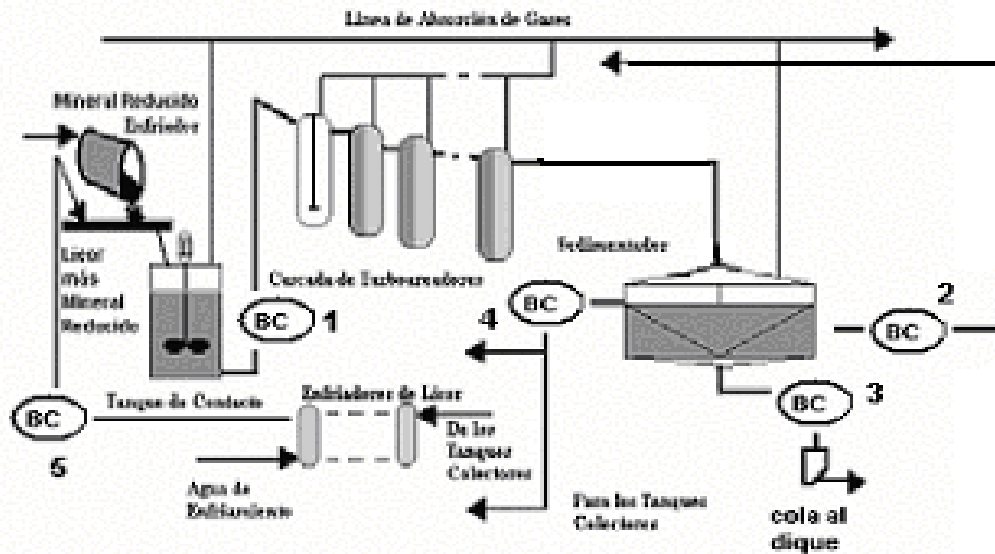


Figura 1.1. Proceso Tecnológico de la Planta de Lixiviación en la Empresa Cmdte. Ernesto Che Guevara de Moa, Holguín.

Antes de seguir la descripción del proceso, es adecuado aclarar de la figura 1.1 los accionamientos de bombas de pulpas, indicados con los números 1, 2, 3, 4, y 5. 1: accionamiento de bombeo a la salida del tanque de contacto; 2: accionamiento de bombeo desde los tanques sedimentadores a otra etapa de turboareadores; 3: accionamiento de bombeo de pulpas de cola al dique; 4: accionamiento de bombeo a los tanques colectores; 5: accionamiento de bombeo al canal de prelixiviación para realimentar al tanque de contacto.

Para una mejor comprensión del proceso, este se divide en cinco partes fundamentales, las cuales son: Tanques de Contacto, Área de Lixiviación, Área de Lavado, Enfriadores de licor y Área de Absorción.

1.1.1. Tanques de Contacto.

En esta área el mineral reducido de la planta de hornos de reducción es descargado de los enfriadores rotatorios a las canales a una temperatura aproximada de 200 °C, donde se mezcla con licor frío (33-35 °C) proveniente de los enfriadores de licor con una proporción en peso de seis partes de licor por uno de sólido. Esta pulpa es descargada al tanque de



contacto, el que está previsto de un agitador para mezclarlo lo mejor posible (el mineral con el licor), formándose una pulpa de densidad 1130-1140 g/L con una temperatura entre (38-40 °C) parámetro de gran importancia para el proceso de lixiviación. La planta consta de tres áreas de tanques de contacto (A, B, C) una para cada ocho hornos (4 enfriadores de mineral). Cada área posee dos tanques de contactos de 70 m³ de capacidad (TK-001, 002).

Para referirse a un tanque o a un canal se antepone la letra y el número del área donde se encuentra. Cada área consta de 5 bombas de tipo II Б- 315/40T distribuidas según su uso de la siguiente forma:

Bombas 005 A, B y C: Son Bombas de Emergencia de arranque automático, su succión está instalada en la parte superior de los tanques, evita que exista derrame de pulpa si dejara de bombear una bomba o aumentara el flujo de licor de forma inesperada.

Bombas 001, 002, 003 y 004: Las que en cada área, trabajan dos y otras dos son de repuesto. Las bombas pueden tomar de ambos tanques y al igual que la de emergencia, envían la pulpa a los distribuidores de lixiviación.

1.1.2. Área de Lixiviación.

Esta área consta de tres series de lixiviación (A, B, C) con tres etapas (I, II, III). La pulpa procedente de los tres tanques de contactos en operación es descargada en los distribuidores de mineral (DI-100 A y B) y uno es de repuesto. Cada distribuidor consta de tres compartimentos que distribuyen la pulpa en las tres series de lixiviación, tocando a cada una el 33% del total de la pulpa alimentada a la planta.

La pulpa distribuida de esta forma pasa por 8 turboaeradores de la primera etapa (TA-101-108 A, B, C) en cada serie, donde es agitada y aerada con aire a baja presión, procedente de la Estación Central de Compresores y pasa de un turboaerador a otro reboso. La pulpa que sale de la etapa de aeración antes de entrar al sedimentador de la primera etapa de lixiviación (109 A, B, C), pasa por un electroimán con el objetivo de



magnetizar las partículas de hierro y formar flóculos que aumentan considerablemente su velocidad de sedimentación.

En el sedimentador ocurre una separación de licor y los sólidos. En los sedimentadores de la primer etapa el licor claro rebosa y es bombeado por las bombas tipo X PO- 500/25 (110 A, B, C y D) tres en operación y una de repuesto. Una parte para los tanques colectores (TK-003-004), uno de repuesto para ser enfriado en los enfriadores de licor y utilizado como licor de contacto (recirculación) y el resto para la planta de recuperación de amoníaco, constituyendo este flujo el licor producto que es la producción de la planta. Los sólidos se sedimentan formando una pulpa espesa que es movido hasta el centro por los brazos del sedimentador (tanque de acero de 50m de diámetro que giran a una revolución cada 18 min.), la que se descarga por gravedad por el cono central a una caja de dilución, donde es tomada por las bombas centrífugas de bomba de tipo Hb-315/40T (BO-111-112 A, B y C), una de repuesto y enviada a la segunda etapa de lixiviación. Todas la bombas de pulpa y licor en las tres etapas de lixiviación son del mismo tipo respectivamente.

Esta pulpa es diluida en la caja de pulpa con licor de recirculación de la segunda etapa y antes de entrar a los turboaeradores, en el cabezal, con licor de reboso de la tercera etapa, proveniente de DI-135 A o B.

En todos los casos el flujo de fondo de los sedimentadores de lixiviación debe tener una densidad de 1750-1800 g/L y la alimentación a los turboaeradores de 1250-1300 g/L.

Los turboaeradores de la segunda etapa en número de 7 por cada serie (TA-113-119 A, B y C) descargan los sedimentadores (SD-120 A, B y C), donde ocurre la misma separación descrita anteriormente. El reboso de estos sedimentadores es enviado por las bombas de licor (BO-121 A, B y C), una de repuesto, al tanque colector (TK-003, TK-004).

La pulpa descargada por el fondo del sedimentador es diluida en la caja con licor de recirculación de tercera etapa y bombeada por las bombas (BO-122-123 A, B y C) al cabezal donde es diluida con licor de reboso de primera etapa de lavado proveniente del



distribuidor de licor de la tercera etapa (DI-136 A, B) e introducida en los turboaeradores de la tercera etapa (TA-124-130 A, B y C).

La descarga de éste se efectúa en el sedimentador correspondiente (SD-131 A, B y C) separándose de igual forma el líquido y el sólido.

El licor que rebosa la tercera etapa es bombeado por las bombas de licor (BO-132 A, B y C), una de repuesto al distribuidor de la segunda etapa de lixiviación (DI-135 A, B) y toda la pulpa extraída por el fondo de los sedimentadores (SD-131 A, B y C) es mezclado en las cajas de dilución con reboso de los sedimentadores de segunda etapa de lavado que llega del distribuidor de licor de la tercera etapa de lixiviación (DI-137 A, B) siendo bombeado al distribuidor de lavado (DI-200 A, B), una de repuesto, para ser sometida al proceso de lavado por decantación a contracorriente.

1.1.3. Área de Lavado.

La pulpa alimentada a los distribuidores de dos chorros de lavado, es distribuida a los flujos, conforme a las series de lavado, siendo descargadas en los repulpadores (AG-200 A, B) uno para cada serie de lavado, donde es sometida a agitación para lograr un mayor contacto entre el mineral y el licor. Seguidamente se flocula y se alimenta el sedimentador, en todas las etapas de lavado, la pulpa antes de alimentarse recibe la agitación y la floculación magnética y en cada sedimentador se efectúa la separación sólido líquido.

El reboso obtenido de los sedimentadores 201 A, B es bombeado por la bomba tipo AX-280/42 IT (BO-202 A, B y C), una de repuesto, igual para todas las etapas al distribuidor de III etapa de lixiviación DI-136.

La pulpa de fondo a una densidad de 1800-1850 g/L es descargada en las cajas de pulpa donde es sometida al mezclado con parte de licor de la III etapa del lavado proveniente del distribuidor de licor DI-205.



Las bombas (BO-203-204 A, B), (una de repuesto), la conducen a los repulpadores (AG-205 A y B) donde llega el resto del licor de reboso de III etapa que alimenta al DI-205. De estos, pasa a los sedimentadores de II etapa (SD-206 A y B); el reboso obtenido se conduce a (DI-137), explicado anteriormente la pulpa descarga a la caja donde es diluida con licor de reboso de III etapa, proveniente del distribuidor de licor (DI-210).

Las bombas de pulpa (BO-208-209 A, B), una de repuesto, la conducen hasta los repulpadores (AG-210 A y B) donde llega el resto del licor del DI-210. De los repulpadores, siguiendo el curso del proceso, la pulpa entra en los sedimentadores de III etapas (SD-211 A y B). El licor de reboso es bombeado hasta la etapa anterior por las bombas de licor (BO-212 A, B y C), una de repuesto, la pulpa es diluida en la caja con parte del licor que proviene del distribuidor DI-215 y es bombeada con las bombas (BO-213-214 A, y B), una de repuesto, a los repulpadores (AG-215 A, y B) donde se introduce el resto del licor de la quinta etapa y el licor fresco proveniente de la Planta de recuperación amoníaco.

La pulpa agitada en los AG-215 A y B se alimenta al SD-216 A y B, el reboso se bombea por las bombas (BO-217 A, B y C), con una de repuesto, hasta el DI-210. La pulpa es diluida en la caja y bombeada por las bombas (BO-218-219 A y B) hacia los repulpadores AG-220 A y B donde se diluye con agua de las torres provenientes del DI-220 y pasa a los sedimentadores de la quinta etapa de lavado SD-221 A y B, en el cual se efectúa la última separación entre el sólido y el líquido. El reboso de los sedimentadores SD-221 A y B es bombeado hacia el distribuidor DI-215 por las bombas (BO-223-224 A y B), una de repuesto, los tanques de almacenaje de cola (TK-231-232-233-234), dos de operación y dos de repuesto. De dicho tanque es bombeada por las bombas (BO-231-232-233-234 A y B), cuatro de repuesto a la planta de recuperación de amoníaco.

El sistema de lavado opera en su conjunto con ligera presión negativa para transportar el sistema de absorción, los gases que se desprenden de las cajas de pulpa, distribuidores de licor, sedimentadores, tanques de almacenaje de colas, etc.

1.1.4. Enfriadores de Licor.

Los enfriadores de licor realizan la importante función de enfriar la solución utilizada en los tanques de contactos, lo cual contribuye a disminuir la temperatura en el proceso de lixiviación ya que remueve la inmensa cantidad de calor de reacción química producido durante la oxidación de los elementos metálicos garantizando que la planta opere balanceada térmicamente; además favorece la



solubilidad del aire en los licores, fundamental para la extracción del níquel y el cobalto, evita que se incremente la tensión de vapor del amoníaco por encima de los límites prescritos y aumenta la solubilidad del magnesio, factor este muy negativo en el proceso, pues este precipita en los equipos y líneas creando costras endurecidas que traen trastornos en el proceso.

La sección de enfriadores de licor está constituida por 6 líneas de 6 enfriadores cada una (A, B, C, D, E, F) de dos pases por la cámara de licor y un pase por la de agua con 789 tubos de aluminio de 32 mm de diámetro.

La solución a enfriar proveniente de una parte de la I etapa de lixiviación y todo el reboso de la II etapa con una temperatura de 48 °C llega a los tanques colectores (TK-003-004), uno de repuesto, de 100 m³ de capacidad cada uno. Estos tanques suministran el licor a 4 bombas tipo X PO 500/25 (BO-006 A, B, C y D), una de repuesto, que lo hacen fluir a través de los tubos del intercambiador inicial (A) al final (F). Obteniéndose la temperatura deseada 33-35 °C.

Como medio de enfriamiento se utiliza agua de retorno (red de alimentación sistema-B-5) que proviene de las torres de enfriamiento de agua para la empresa, a una temperatura de 29 °C y una presión de 4 kgf/m² la que fluye a contra corriente en el licor calentándose hasta una temperatura de 43 °C y emergiendo del sistema de las torres de enfriamiento por la red de retorno (sistema-B-6).

La disminución de la temperatura que experimenta el licor provoca que una considerable cantidad de magnesio precipite, incrustándose de forma endurecida en las tuberías y afectando en grado sumo el coeficiente de transferencia de calor, para eliminar esta mala influencia se saca de operación la línea y se procede a su limpieza. El sistema de limpieza lo integran línea de vapor sobrecalentados provenientes de la planta eléctrica y dos bombas de agua de alta presión (sistema-B-5) que se conectan a mangueras de gomas resistentes a la presión, instalándose varillas con spray (atomizadores) que se introducen en los tubos. El agua a presión atomizada actúa sobre las costras previamente calcinada y pone al intercambiador en condiciones para el funcionamiento eficiente.

Cuando las costras de magnesio se hacen muy resistentes a la limpieza con vapor de agua, se procede a la limpieza química, la que consiste hacer recircular a través de una línea de enfriadores de una solución de ácido sulfúrico al 14% durante dos horas, para dicho fin, la sección posee el siguiente equipamiento:

1. Tanques de ácido concentrado TK-006
2. Tanque de solución ácida TK-005



3. Bomba de ácido concentrado BO-008
4. Bomba de solución ácida BO-007

Además en esta sección se encuentran instaladas tres bombas tipo 4MC-24-2T (BO-011, 012, 013) para los requerimientos de agua de alta presión para todas las secciones de la planta de lixiviación y lavado (sistema-B-52) que se alimenta de agua de retorno (red de alimentación).

1.1.5. Área de Absorción.

Con el objetivo de recuperar la cantidad de amoníaco evaporado en el proceso de lixiviación y lavado, el sistema esta interconectado (turboaeradores, sedimentadores, cajas de dilución, etc) a las líneas de succión que por medio de ventiladores los gases son obligados a pasar por el sistema de absorción. El sistema de absorción está compuesto por cuatro líneas, una de repuesto, líneas A, B, C y D. Cada línea está compuesta por tres torres (TB – 001, 002, 003). De estas, dos son empacadas con parillas de maderas y una vacía con spray laterales y superiores, cada línea o bloque de torres trabaja por tiro inducido por un ventilador tipo BAH 12,5 (VE – 001, 002, 003, 004) de $30000\text{ m}^3 / \text{h}$ de capacidad.

El funcionamiento de las torres está basado en el principio contra corriente, donde el agua y los gases fluyen en sentido opuesto. Los gases entran por las torres vacías en cada línea y salen después de atravesar las tres torres, impulsado por el ventilador a la chimenea que descarga a la atmósfera.

El agua entra por la parte superior de la torre empacada (TS - 003) y va enriqueciéndose en amoníaco a medida que va pasando de torre en torre hasta salir por el fondo de la primera, esto se logra con las bombas (BO – 14 – 015 A y B), dos de repuesto. Las bombas (BO – 016 A y B), una de repuesto, bombea la solución formada con licor débil al distribuidor de licor de V etapa de lavado (DI - 220) que es el encargado de repartir en las dos series de lavado.

1.2. Caracterización de los Sistemas de Bombeo de la Planta de Lixiviación y Lavado.

Los Sistemas de Bombeo de la Planta de Lixiviación y Lavado, se caracteriza por:

- El sistema de bombeo de la planta de lixiviación y lavado está fundamentada en bombas centrífugas de desplazamiento de dispositivo.
- Los flujos que se manejan son: líquido y líquido con sólido en suspensión, los cuales son: agua, licor amoniacal, cola o pulpa.
- Se utilizan varios tipos de bombas centrífugas atendiendo a su marca, las dos más utilizadas son la WARMAN y el tipo ruso П Б- 315/40Т.
- En el bombeo de agua se utilizan bombas de alta presión de II y III etapas.



- La bomba posee un buen rendimiento. Los flujos tienen que vencer a las diferentes alturas y la resistencia, se logra de forma satisfactoria.

La Planta de Lixiviación y Lavado posee los siguientes sistemas de bombeo:

- Sistema de bombeo de licor: en este sistema se emplean bombas centrífugas monotápicas de impelentes cerrados con motor de una potencia de 110 kW. La marca de la bomba es XPO 500/26 – E – CД su rendimiento es efectivo. Maneja grandes volúmenes y cumple su objetivo.
- Sistema de bombeo pulpa o cola: Para este tipo de trabajo se emplean bombas de tipo WARMAN y la rusa П Б- 315/40T. La bomba WARMAN tiene la capacidad máxima de 420 m³/h y П Б- 315/40T 315 m³/h ambas son muy efectivas de fácil operación y reparación.
- Sistema de bombeo de agua: En este sistema se utilizan bombas de tipo ЧHC 38-110 T6 de alta presión y son de II y III etapa, trabajan a altas revoluciones y su rendimiento es satisfactorio.

Es preciso enfatizar que tanto la densidad como la temperatura de la pulpa son variables importantes en este proceso de reacciones, porque afecta la calidad de magnesio que entra en la solución, la misma también afecta la solubilidad del hierro en general. Cuanto más baja es la densidad de la pulpa, mayor será la cantidad del hierro disuelto inicialmente. Cuanta más alta es la densidad, mayor será la disolución del oxígeno procedente del aire, introducidos a los turboareadores. De ahí la importancia del control de la densidad de la pulpa en el proceso, y por tanto su incidencia en la eficiencia del mismo.

Desde la cascada de turboareadores de cada etapa, y antes de caer por gravedad al sedimentador, la pulpa pasa por un electroimán (floculador) con el objetivo de aglomerar las partículas de hierro magnesio y de esta forma aumentar la velocidad de sedimentación.

El sedimentador es un tanque de forma cilíndrica con diámetro nominal de 50 m y con una altura de la parte cilíndrica del depósito de 5.5 m. Este es utilizado con el fin de separar



los sólidos del líquido, funcionando a través del método de decantación, disponiendo también de un dispositivo de descarga.

En el sedimentador ocurre una separación del licor y de los sólidos, donde el licor, producto de la lixiviación, rico en níquel y cobalto, siendo bombeado una parte para la recuperación de amoníaco y la otra para la sección de enfriamiento o tanques colectores, con el objetivo de incorporarse nuevamente al proceso.

Los sólidos sedimentados son llevados para el cono central y enviados fuera por la parte inferior del mismo, en forma de pulpa.

Luego en la segunda etapa de lixiviación las cosas se dividen y se dirigen hacia dos sistemas paralelos de cinco etapas de lavado, el cual se realiza con el licor carbonato amoniacal fuerte y fresco que se aplica en la tercera etapa de lavado.

El licor se evacua desde el sistema de lixiviación y lavado por dos puntos en forma de licor producto después de la primera etapa de lixiviación; y en forma de la fase líquida de la pulpa de cola desde la quinta etapa de lavado. Este licor producto y la pulpa de cola se bombea a la planta de recuperación de amoníaco donde se extrae el níquel en forma de carbonato básico y se recupera el amoníaco.

Parte del licor proveniente de la segunda etapa de lixiviación, la primera y de los tanques colectores se enfrían en los enfriadores de licor con agua y se dirigen al canal de prelixiviación para mezclarse con el mineral reducido.

Los minerales que se evacuan desde los resecadores, así como productos de la aspiración, se dirigen al sistema captación de amoníaco, consistentes en tres líneas paralelas de absorción (5 en cada línea), que son regados con agua. Finalmente el licor amoniacal débil obtenido, se enfría en el lavado y se aplica en la quinta etapa del mismo.

El licor producto pasa por tres etapas de aeración en la planta de Recuperación de Amoníaco, con el fin de oxidar y precipitar al hierro, el cual es filtrado y enviado a los alambiques y pasando de plato a plato es tratado a vapor que se introduce contra corriente por la parte inferior.



Durante este proceso el amoníaco se elimina del licor y se precipita el carbonato básico de níquel (C.B.N.). La pulpa de carbonato es enviada a los espesadores, el rebose de los mismos es filtrado en los filtros de cartucho y el flujo de la parte inferior en los discos de vacío. La pulpa de cola es enviada para ser destilada en los alambiques y el producto de desechos se bombea al depósito de cola.

Los gases de la destilación del licor producto y de las pulpas de colas después de haberse enfriado previamente, se envían al sistema de absorción para obtener un licor amoniacal fuerte. Este sistema está compuesto por cuatro líneas paralelas de torres de absorción unidas en serie, que son regadas tanto por agua como por licor de retorno y que constituye la primera etapa de absorción.

El licor fuerte obtenido en el sistema de absorción se emplea en el sistema de lavado y se alimenta en a la tercera etapa, las pérdidas de amoníaco se compensan suministrando $\text{NH}_4 \text{OH}$ del depósito al sistema de absorción. Otro componente que forma parte de la Planta de Lixiviación es lo que se conoce en la Empresa como Planta de Cobalto, la cual constituye un esquema corto de la misma. En este se obtiene Ni y Co, en forma de sulfato, como resultado de dosificación del licor producto como Hidrosulfuro de Amoníaco, rebajado en el contenido de cobalto en el producto final de la Planta Sinter. En la actualidad a pasado hacer un producto de salida más de la Empresa con un mercado estable.

Los enfriadores de licor tienen la función de enfriar la solución utilizada en los Tanques de contacto. Esto ayuda a mantener la temperatura de la pulpa en un límite permitido en el proceso de lixiviación, favoreciendo la solubilidad del oxígeno en los licores, aspecto fundamental para la extracción del níquel y cobalto. Evita incremento en la tensión de vapor de amoníaco encima de los límites prescritos y aumenta la solubilidad del magnesio, factor este, muy negativo en el proceso, debido a que el mismo precipita en los equipamientos y en línea creando una costra endurecida.



El licor a enfriar llega de la primera y la segunda etapa de lixiviación con una temperatura aproximada de 321 °K (48 °C), intercambia calor con el medio enfriante, el cual es agua de retorno que llega de los Enfriadores da Agua con una temperatura de 316 °K (43 °C) saliendo de los enfriadores por la red de retorno. El licor sale de los enfriadores para el tanque de contacto con una temperatura entre 306°K (33 °C) y 308 °K (35 °C). El mineral reducido, proveniente de los hornos de reducción, es descargado de los enfriadores rotatorios, a una temperatura entre 446 °K (173 °C) y 473 °K (200 °C), con una composición de 1.53% de níquel, 0.122% de cobalto, 2.1% de hierro metálico, 40-60% de hierro magnético, para un total de hierro de 44.6% además de contener 0.8% de carbono y 0.6% de azufre. El mineral reducido tiene una granulometría variada y una densidad de 3 300 a 3 500 kg/m³, su color es prieto.

En los tanques de contacto, el mineral reducido es mezclado con el licor fresco. Este licor, también denominado de contacto, tiene una temperatura en el rango de 306 °K (33 °C) y 308°K (35 °C) y proviene de los enfriadores de licor. Estos componentes son mezclados en el tanque de contacto mediante un agitador que homogeniza la mezcla, formando una pulpa con una densidad de 1 130 a 1 140 kg/m³. La pulpa, con una proporción másica de seis partes de licor para una de sólido es bombeado para los distribuidores de pulpa.

Los tanques de contactos son recipientes con un diámetro de 4.80 m y una altura de 3.86 m. La tapa cónico proyectada para servir de soporte de soporte al mecanismo de accionamiento. En esa etapa aparece también el sello hidráulico para los gases amoniacales, así como un soporte para los medidores de nivel del tanque y una abertura circular para el mecanismo de accionamiento y el agitador. La masa del recipiente de contacto es de 17 162 kg y su altura total es de 7.24 m. La velocidad de rotación del agitador llega a 55 r.p.m y en régimen permanente su corriente está entre 30 y 40 A.

Se tienen mediciones de accionamientos eléctricos en las secciones del tanque de compacto, que consiste en un recipiente con agitador llenado a flujo variable y de este, enviado a la sección de unas claves enfriadoras. La otra sección representa la llamada cola o suspensión de sólido residual o desecho lixiviado, enviado desde la planta de



lixiviación a la planta de Recuperación de amoníaco con el alto contenido NH_3 , de igual forma se bombea esta cola desde esta planta a un dique almacenador con bajo contenido de NH_3 . En esta última sección es favorable la realización de mediciones por ser más noble el proceso tecnológico.

Para tener una idea general de los parámetros de operación de estos accionamientos de bombas centrífugas para el transporte de pulpa en las plantas procesadoras de níquel del nordeste de la provincia de Holguín, se brindan las tablas 1.1 y 1.2

Tabla 1.1 Datos promedios de los accionamientos eléctricos de bombas centrífugas para el transporte de pulpa en las industrias del níquel.

Componentes	Tipo	Parámetros nominales	Tiempo de trabajo. Promedio (h)
Motor de inducción	Trifásico con el rotor de jaula de ardilla	U=440-660 V P=55-10 ³ Kw. Cosφ=0.85 N = 1200-1800 rpm η=92%	T _{tr} = 8760 h
Transmisión mecánica	Por correa	Motores con potencias mayores de 55 Kw. η= 90%	T _{trt} = 8760 h
Transmisión mecánica	Acople directo al eje	Para motores hasta 55 Kw. η= 92%	T _{trt} = 8760 h
Bombas centrífugas	Rodete cerrado	Q = 100-560 m ³ /h H=8.4-40 m N=1200-2800rpm η= 66-80 % D _{succ} =102-150 mm D _{imp} =102-350mm	T _{trt} = 8760 h
Pulpa	Laterita(cola9	ρ = 1200-2400 kg/m ³	-

Fuente: R. Purón, 2005



Tabla 1.2. Datos tomados en la cuenta de los motores de inducción estudiados en los accionamientos eléctricos de las bombas centrífugas de la industria del Níquel.

Datos	Unidades	Valores promedios
Equipo	-	Bombas centrífugas
Modelo	-	Rodete cerrado
Potencia de salida	Kw.	42-1000
Velocidad a plena carga	r.p.m	1200-1400
Rendimiento a plena carga	%	88-92
Rendimiento al 75% de carga	%	85-90
Un	V	440-660
Número de polos	-	2, 4, 6
Frecuencia nominal	Hz	60
In	A	35-225
Torque nominal	Nm	37-258
Fp a plena carga	-	0.85
Fp al 75% de carga	-	0.70
Fp al 50% de carga	-	0.65
Clase de aislamiento	-	F, E
Peso	Kg	38-2100
Costo de operación anual	USD	0.067

Fuente: R. Purón, 2005

De las mediciones realizadas a una muestra apreciable de estos accionamientos, se resume los siguientes aspectos.

- Los motores eléctricos que accionan bombas centrífugas de pulpa lateríticas operan con medianas cargas, entre un 62-85% de su capacidad nominal, cuyos



rendimientos se ven afectados por la presencia de regímenes de cavitación en las bombas que ocasionan fuertes vibraciones mecánicas en los mecanismos de hidrotransporte.

- La presencia de cavidades gaseosas en las tuberías de hidrotransporte influye en la productividad, con detalle a tener en cuenta para la supervisión del sistema accionamiento eléctrico.



CAPÍTULO II

2.1. Trabajos Precedentes.

Se estima que más del 60% de la energía eléctrica generada en el mundo es consumida por las máquinas eléctricas (Leonhard 1995) y se estima que por lo menos el 20% del ahorro de energía está en el mejoramiento de los rendimientos de los motores y sistemas eléctricos, el otro 80% puede ser tomado de cada una de las partes del accionamiento eléctrico, incluyendo sus cargas mecánicas y el propio proceso. Nuestro objeto de estudio es el motor de inducción y la bomba centrífuga, de cuya representación grafica se muestra en la figura No. 2.1.

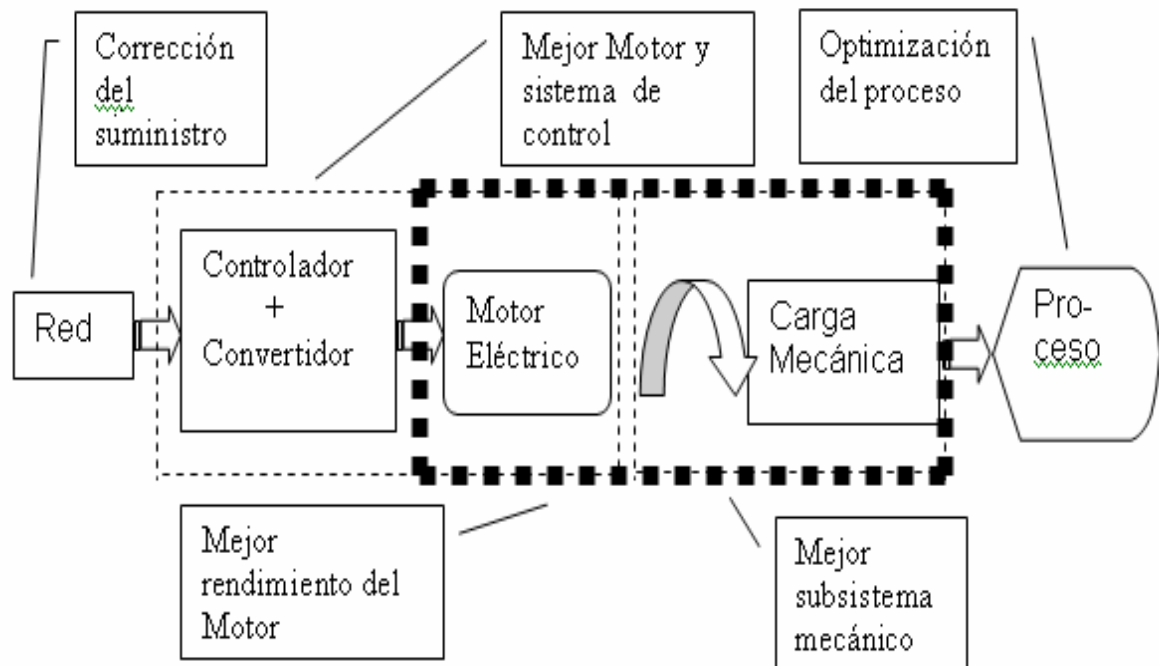


Figura 2.1. Sistema de accionamiento eléctrico y oportunidades de mejoramiento de sus rendimientos.



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.

- Fuentes de suministro de potencia trifásica: usualmente los análisis parten de un sistema trifásico estable simétrico, con voltajes y corrientes sinusoidales con determinado contenido de armónicos de hasta un quinto orden. (Hopkins y Lynch, 2000).
- Subsistema: Controlador + Convertidor Motor Eléctrico, cuyo estudio basan sus resultados en la simulación de modelos matemáticos linealizado, pero que en ocasiones presentan serias restricciones en el objeto del Convertidor y funcionan bajo condiciones iniciales de trabajo limitadas en el objeto Motor y es por esto que el empleo de algoritmos difusos facilitan el estudio con potencialidades de observar el comportamiento del sistema en base a la adecuada identificación del proceso.
- Subsistema 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 al medio electromagnético de la máquina eléctrica. Es inédito conciliar el modelo de la máquina eléctrica con este subsistema mecánico, el cual decide en gran medida el comportamiento de todo el accionamiento.
- Subsistema Proceso: es en nuestro caso la instalación hidráulica de transporte de pulpa sin incluir la bomba centrífuga que constituye la carga mecánica rotacional, este subsistema proceso (Tubería, Codos, Accesorios, Recipientes, Hidromezclas, etc). Tiene una de las mayores reservas de oportunidades para obtener elevados rendimientos pero no son suficientes todavía los conocimientos para llevarlo a cabo.

Una idea integral con la apreciación que se tiene en términos de rendimientos en un Accionamiento de Bombas que es muy típico en cualquier instalación industrial, se muestra en la figura 2.2.

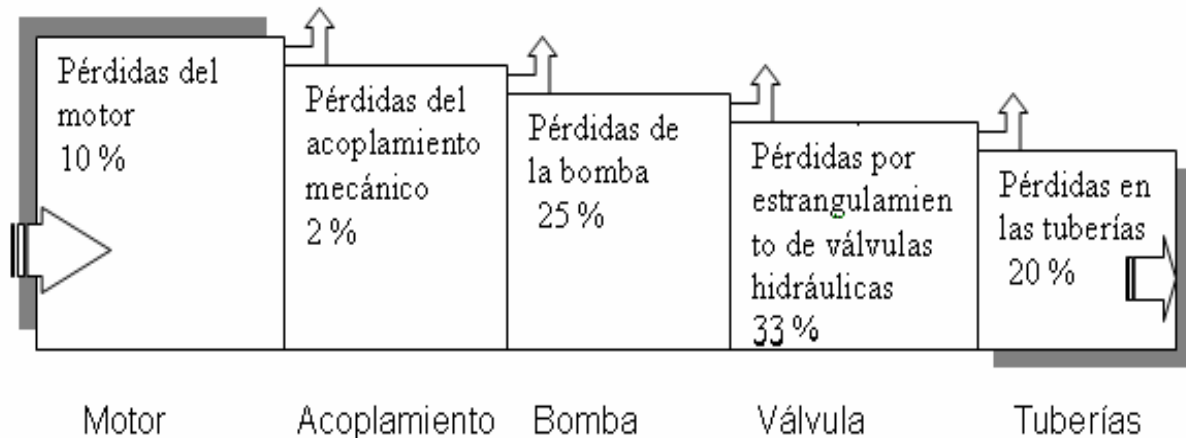


Figura 2.2 Diagrama de pérdidas en un sistema de accionamiento eléctrico de Bombas.

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).

Gran parte de las aplicaciones de los motores de inducción corresponden a bombas, ventiladores y compresores; en las mayorías de estas aplicaciones 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 por efecto Joule en las resistencias, disminuyendo el rendimiento del motor.

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) 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



ajustes de la curva U/F, lo que no permite explotar al máximo las posibilidades de los accionamientos.

En el control óptimo de motores de inducción uno de los problemas que se ha considerado es el de maximizar el rendimiento (Ramírez 1998); este se obtiene minimizando la energía consumida por la máquina.

La mejora del rendimiento de los accionamientos para bombas se ha tratado por varios especialistas entre ellos (D.A Jarc y J.D Robeck, 1982), los cuales muestran cómo con el uso de un accionamiento a velocidad variable por control de flujo, a cambio de velocidad constante y válvula de estrangulación, permite 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, 1985) 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; entre otros.

La mayor parte de los trabajos en busca del mejoramiento de la eficiencia del motor de inducción, basan sus razonamientos sobre el estudio de sus principales pérdidas, las cuales están usualmente comprendidas dentro de cinco componentes: las pérdidas del cobre del estator, las pérdidas del cobre del rotor, las pérdidas en el hierro, las pérdidas mecánicas y las pérdidas adicionales. El mejoramiento ha sido obtenido mediante el balance entre las pérdidas del cobre y el hierro de la máquina manteniendo constante el flujo.

En cuanto a los métodos y cálculos del rendimiento en los diferentes motores eléctricos John S. Hsu y otros, en 1998 ofrecen un detallado estudio en el que explican ocho formas diferentes de evaluar el rendimiento en estas máquinas, desde la inclusión de las pérdidas mediante el uso de un circuito equivalente, el método estadístico, el método de medición



de corriente, deslizamiento y hasta el método del torque en el entrehierro que permite conocer las asimetrías y contenidos de armónicos desde el sistema.

2.2. Optimización de Eficiencias de los Motores desde sus Diseños.

Si observamos algunos estudios realizados en la eficiencia de los motores eléctricos atendiendo al costo desde su etapa de diseño y montaje, es significativo el hecho de que para entregar motores eléctricos preparados para operar con elevadas eficiencias, se necesita para incrementos desde un 92% a un 95,5% un costo productivo desde 1000 a 8000 USD, con gastos en inversiones de hasta 2,8 USD por cada kW (Appelbaum, Khan y Fuch, 1987), y entre más grandes son las máquinas mayor es su costo. Se establecen correlaciones en las que se incluyen $\eta_{\max} = f(\text{costos(USD)})$, $\eta_{\max} = f(\text{Cos}\theta)$, $\eta_{\max} = f(\nabla P)$, así como los efectos del cambio de voltaje en el rendimiento y el factor de potencia.

El rendimiento del motor de inducción que opera a velocidad constante puede caer drásticamente cuando se va reduciendo su carga, especialmente por debajo del 50% de su torque nominal. La regulación del gasto o caudal por estrangulamiento de válvulas mecánicas en las bombas, ventiladores y compresores no sólo causan pérdidas de potencia en los motores, sino también se incrementan como pérdidas por fricción en estos sistemas.

Para minimizar las pérdidas en el motor es necesario adecuar su velocidad con los requerimientos que exigen las cargas mecánicas. Lo más avanzado, y perfeccionado que se tiene hasta ahora son los Accionamientos de Velocidad Ajustable (AVA), comercialmente llamado variadores de velocidad, que constituyen en si convertidores de frecuencia o inversores sinusoidales de voltaje con modulación por ancho de pulsos (VSI to PWM, sus siglas en inglés) aunque también pueden ser moduladores de amplitud de sus pulsos (VSI to PAM); también están los inversores sinusoidales de corriente (CSI, en inglés).



2.3. Mejoramiento de la Eficiencia desde Esquemas de Control.

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. (Hsu y otros, 1998)(Slaets, Van Roy y Belmans, 2000).

Usualmente en los accionamientos eléctricos, los motores operan manteniendo el flujo en sus valores nominales o con radio de voltaje / frecuencia (V/Hz) sostenidamente constante para las condiciones de carga de diseño, ofreciendo un favorable trabajo con respuestas rápidas ante los transitorios del sistema. Pero cuando el accionamiento pasa a trabajar con cargas más bajas o ligeras, estas aproximaciones causan pérdidas en el núcleo o pérdidas en el hierro que pueden llegar a ser excesivas comparadas con las pérdidas en el cobre de la máquina, comportándose en condiciones de rendimiento mucho menores.

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

1. Control del deslizamiento del motor.
2. Control del voltaje o corriente mediante una fuente inversora.
3. Control combinado de voltaje y frecuencia.
4. Control vectorial.
5. Control de la perturbación de la velocidad del rotor.
6. Minimización de la potencia de entrada para el máximo rendimiento.

Estos trabajos se enfocan hacia la determinación de las pérdidas en estado estable y dinámico del motor de inducción, dentro de las cuales se sitúan restricciones. Todos ellos están enmarcados bajo las condiciones de una máquina de inducción ordinaria operando con frecuencia normalizadas (50 o 60 Hz).

Las bombas trabajan con eficiencia más baja que los motores de inducción, determinadas por las limitaciones que le impone el diseñador y por otra parte restricciones que les ofrece



la red hidráulica donde va a operar. Aunque de forma empírica se ponen coeficientes dentro de las expresiones analíticas que intervienen en el cálculo de la potencia, dimensiones de la bomba y sus instalaciones, todavía no son suficientes las especificaciones que exigen los sistemas de transportes de hidromezcla, es por todo esto que adquiere importancia correlacionar todas aquellas variables que inciden de manera sensible en el comportamiento eficiente relacionada con la distribución de la energía que se transfiere desde el motor hasta el mecanismo.

Todos estos estudios basan su análisis en minimizar las pérdidas de las máquinas de inducción para cargas de tipo ventilador, que con aproximación simulan las condiciones de explotación mecánicas, pero no se logró con exactitud los diferentes regímenes de trabajo que exigen los mecanismos de transporte.

2.4. Generalidades de las Bombas Centrífugas.

Como se conoce, la bomba es una máquina que realiza el trasiego del líquido mediante la impulsión y, a veces, la aspiración.

Desde el punto de vista físico, el trabajo de la bomba consiste en la transformación de la energía mecánica del motor (mando) en energía del líquido, es decir, la bomba comunica cierta potencia al líquido que fluye a través de esta. La reserva de energía que adquiere el líquido en la bomba, permite superar las resistencias hidráulicas al flujo y elevarse a la altura geométrica.

La energía que adquiere en la bomba cada unidad de peso del líquido, es decir, el incremento de su energía específica, tiene dimensión lineal y, como se ha indicado más arriba, representa la altura que crea la bomba:

Altura de la bomba:

$$H_{bomba} = \left(\frac{P_2}{\gamma} + \alpha_2 \frac{V_2^2}{2g} \right) - \left(\frac{P_1}{\gamma} + \alpha_1 \frac{V_1^2}{2g} \right) \quad (2.1)$$

o bien



$$H_{bomba} = \left(\frac{P_2 - P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_2 * V_2^2 - \alpha_1 * V_1^2}{2 * g} \right) \quad (2.2)$$

De este modo en el caso normal, la altura piezométrica (altura estática) y del incremento de la energía cinética específica (altura dinámica).

Sin embargo, el segundo término por lo común es considerablemente menor que el primero e igual a cero si los diámetros de las tuberías son iguales a la entrada y salida ($d_1 = d_2$ y por consiguiente, $v_1 = v_2$) y siendo $\alpha_1 = \alpha_2$.

Entonces:

$$H_{bomba} = \frac{P_2 - P_1}{\lambda} = \frac{P_{bomba}}{\lambda} \quad (2.3)$$

Se denomina potencia útil de la bomba, o potencia que desarrolla la bomba, la energía que comunica la bomba a todo el flujo del líquido por segundo. De la definición se deduce que esta potencia es igual a:

$$N = Q \cdot \gamma \cdot H_{bomba} [W] = 10^{-3} \cdot Q \cdot \gamma \cdot H_{bomba} [kW] \quad (2.4)$$

N: potencia útil de la bomba, en kW,

Q: es el gasto en m^3/seg ,

γ : Peso específico en N/m^3

H_{bomba} : Altura de la bomba, en m. o bien:

$$N = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H_{bomba}}{75} (HP) \quad (2.5)$$

Lo mismo que toda máquina de trabajo, la bomba consume más potencia que la que desarrolla.

La relación entre la potencia que se desarrolla y la que se consume se denomina rendimiento de la bomba:

$$\eta = \frac{N}{N_0} \quad (2.6)$$

De aquí que la potencia que consume la bomba es igual a:



$$N_0 = \frac{Q \cdot \gamma \cdot H_{bomba}}{\eta} \quad (2.7)$$

Esta fórmula se emplea para elegir el mando para la bomba.

El rendimiento total de la bomba tiene en consideración tres formas de pérdida de energía en la bomba: pérdidas hidráulicas, o sea, la pérdida de altura por rozamiento y formación de torbellinos, pérdidas volumétricas condicionadas por la circulación del líquido a través de las holguras en la bomba, y pérdidas mecánicas, es decir, las provocadas por fricción mecánicas en los cojinetes y prensaestopas, y algunos otros.

El principio de funcionamiento de la bomba centrífuga consiste en lo siguiente: el órgano principal de trabajo de la bomba es una rueda de paletas que, girando a altas revoluciones, comunica al líquido que llena la bomba una presión elevada y lo empuja con velocidad aumentada a la cámara espiral (derivación). Entre las paletas de las ruedas y el flujo existe una interacción de fuerzas, debido a la cual la energía del mando se transforma en la del flujo.

La derivación espiral tiene la forma de caracol y está destinada para captar el líquido que sale del rodete y transformar parcialmente su energía cinética en la de presión.

El rodete de trabajo de la bomba centrífuga consta de dos discos, uno de los cuales está fijado por medio de un casquillo sobre el árbol y el otro, que tiene un orificio central para dejar pasar el líquido, está acoplado por medio de los álabes.

Estos últimos son de forma cilíndrica curvilínea o de una forma geométrica más complicada. El líquido se aproxima al rodete a lo largo de su eje de rotación, a continuación se dirige al espacio entre los álabes y después de pasarlo sale por la hendidura entre los discos del rodete.

El movimiento del líquido en los canales entre los álabes del rodete en rotación se puede considerar como resultado de la suma de dos movimientos: De traslación (rotación del rodete) y relativo (movimiento respecto al rodete).



Partes fundamentales de una bomba centrífuga:

- Voluta.
- Rodete.
- Árbol.
- Cojinetes.
- Prensaestopas.

Las bombas que se utilizan en las diversas ramas de la técnica, al parecer son muy diferentes por su construcción y principio de funcionamiento. Sin embargo, casi todas las bombas se pueden dividir en tres tipos principales:

- Bombas de álabes o paletas entre las cuáles están las bombas centrífugas, diagonales y axiales.
- Bombas volumétricas que incluyen las de émbolo y rotativas.
- Bombas de torbellino.

Las bombas centrífugas se clasifican según sus características de diseño, por el número de las ruedas o rodetes, pueden ser:

- Con un rodete o monocelulares.
- Con varios rodetes o multicelulares.

Según la presión de impulsión que producen se clasifican en:

- Las de carga baja: hasta 20m de altura.
- Las de carga media: de 20 a 60m de altura.
- Las de carga alta: más de 60m de altura.

Según el procedimiento de procedimiento de salida del líquido del rodete, se dividen en:

- Tipo de voluta.
- Turbina.



Por la posición del árbol:

- Horizontales.
- Verticales.

Por la dirección del flujo en el rodete, suelen dividirse en:

- Radiales ó centrífugas: el líquido entra con sentido radial, perpendicularmente al eje.
- Axiales ó rotativas de paletas: El líquido entra y sale en sentido axial.
- Diagonales: Las paletas de las ruedas móviles comunican al líquido un incremento en cierto ángulo con respecto al eje de las bombas.

2.5. Método de Regulación de las Turbo Máquinas.

Para satisfacer las demandas del sistema al que esté acoplado la máquina centrífuga, es necesario que esta sea capaz de variar sus parámetros de trabajo dentro de ciertos límites manteniendo un alto rendimiento. Para lograr esto, los diseñadores tratan de obtener modelos que garanticen, para las máquinas sometidas a regímenes variables de trabajo, características de rendimiento altas y planas (curva 1, figura 2.3).

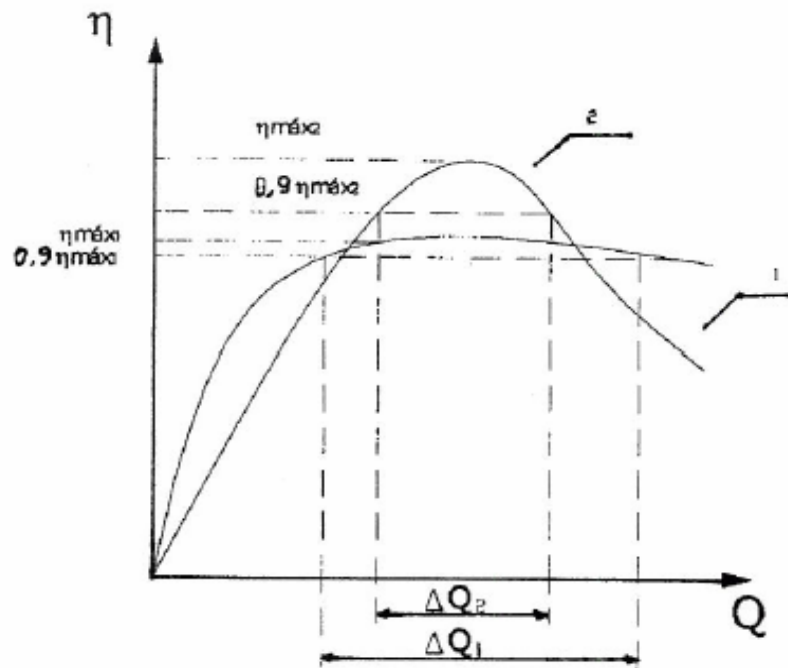


Figura 2.3. Curvas de rendimiento y formas de trabajo óptimo

Para las máquinas que trabaja en condiciones estables de operación se busca que el rendimiento sea lo más elevado posible en el punto de operación (curva 2, figura 2.3).

La zona de trabajo óptimo de una máquina centrífuga, se define como la variación de gasto que queda en el entorno de $0,9 \eta_{\text{máx}}$.

En la figura 2.3 se observa que la curva 1 tiene una zona de trabajo óptimo mayor que la curva 2.

Estos criterios deben tenerse en cuenta al seleccionar la máquina para una aplicación dada, pues una máquina de alto rendimiento puede resultar ineficiente si se opera fuera de su zona de trabajo óptimo durante la mayor parte de su tiempo de explotación.

Estos criterios también son válidos al seleccionar los sistemas de regulación de la máquina. A continuación se estudiarán los sistemas de regulación más empleados en las máquinas centrífugas.



2.5.1. Regulación por Estrangulación.

La estrangulación es el sistema más empleado en la regulación de las máquinas centrífugas debido a su sencillez y poco costo de inversión. No obstante, desde el punto de vista energético es el menos eficiente por basarse en el incremento de las pérdidas del sistema.

La regulación por estrangulación se realiza mediante una válvula o compuerta colocada en la succión o descarga de la máquina.

La estrangulación a la descarga es la más empleada y su efecto consiste en aumentar la resistencia del sistema con tuberías, proporcionalmente con el cierre de válvula o compuerta. Debido a esto el punto de operación se traslada desde la punta **A** (figura 2.4) hacia la zona de menores gastos a lo largo de las características de **H** contra **Q** de la máquina.

El gasto mínimo de la regulación será cero, con la válvula totalmente cerrada, y el gasto máximo corresponderá con un punto **A**, correspondiente a las características del sistema, con la válvula totalmente abierta.

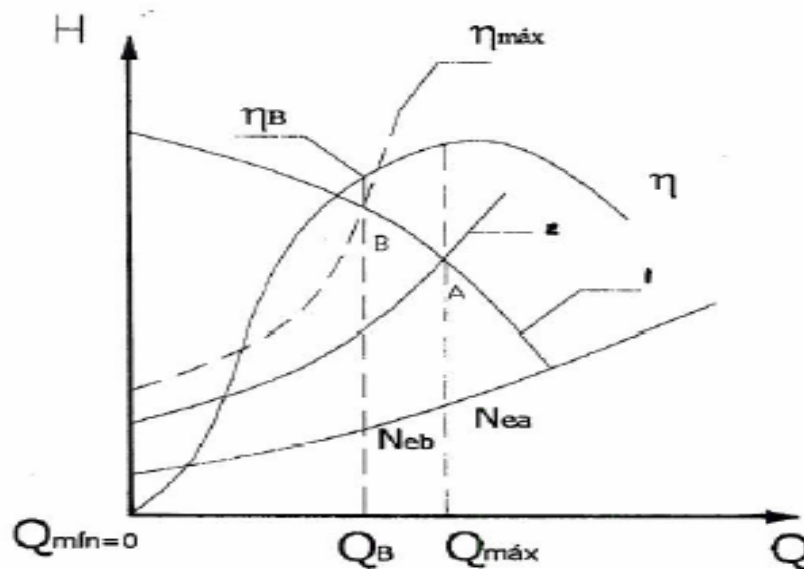


Figura 2.4 Regulación por estrangulación en la descarga.

Curva 1. Características de la máquina.

Curva 2. Características del sistema.



Generalmente, este sistema se emplea para la regulación en un solo sentido, es decir, desde un gasto máximo a gastos menores.

Debe observarse que esta regulación provoca una disminución del rendimiento de la máquina, ya que cualquier gasto a la izquierda del punto **A** posee un rendimiento menor (Ver punto B en la figura 2.4).

Este aspecto en ocasiones tiende a crear confusiones, ya que si se observa la curva de potencia (N_e contra Q), la operación de la máquina en el punto **B** requiere un menor consumo de potencia en el punto **A** $N_{eB}^0 < N_{eA}$, sin embargo, no debe perderse de vista que el gasto también es menor, y si se evalúa el consumo de potencia específico, se tiene que:

$$\frac{N_{eA}}{Q_A} < \frac{N_{eB}}{Q_B} \left[kW \cdot \frac{h}{m^3} \right] \quad (2.8)$$

Esto es demostrable ya que si sustituimos el valor de N_e en la ecuación anterior tenemos que:

$$\frac{\rho g \cdot H_A \cdot Q_A}{Q_A} < \frac{\rho g \cdot H_B \cdot Q_B}{Q_B} \therefore H_A < H_B \quad (2.9)$$

Lo cual se corrobora en la figura 2.5

La estrangulación en la succión no se recomienda en el caso de las bombas, ya que esto puede ocasionar que ocurra la cavitación al aumentar la caída de presión en la succión

En los ventiladores es aplicable, ya que en los gases no se presentan estos problemas.

La estrangulación en la succión debe ubicarse lo más próxima a la succión de la máquina.

En este caso su efecto se manifiesta como una modificación de la curva del sistema como se muestra en la figura 2.5. La caída de la característica de la máquina es originada por la disminución de la presión en la succión del impelente (P_o).

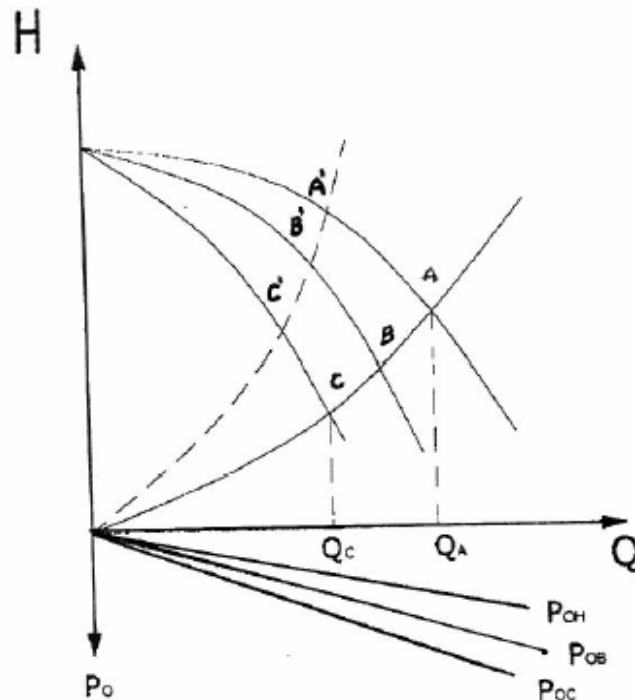


Figura 2.5. Regulación por estrangulación en la succión.

Si la válvula o regulador se aleja de la succión de la máquina, se superpondrán los dos efectos, el de estrangulación en la succión y efecto similar al de regulación en la descarga, ya que el incremento en las pérdidas elevaría la resistencia total del sistema, como muestra la curva de puntos, obteniéndose los puntos de operación A', B', C' , con lo cual se produce una regulación más brusca de la máquina.

2.5.2. Regulación por Variación de las Frecuencias de Giro.

Este sistema de regulación es muy aplicado en aquellas máquinas accionadas por turbinas, motores de combustión interna y motores eléctricos de velocidad variable.

La regulación en este caso se produce de acuerdo con las leyes de semejanza estudiadas y los puntos de operación estarán ubicados sobre la curva del sistema. (Ver figura 2.6)

Al aplicar este método es necesario comprobar si para las máximas revoluciones por minuto de la máquina, el motor posee la potencia requerida, ya que como se expresa en la siguiente ecuación:



$$\frac{N_{eA}}{N_{eB}} = \frac{V^5 2a}{V^5 2b} \cdot \frac{n_a^3}{n_b^3} \cdot \frac{\rho_a}{\rho_b} \cdot \frac{\eta_b}{\eta_a}, \quad (2.10)$$

la potencia varía proporcionalmente con el cubo de las revoluciones.

Es importante señalar que las leyes de la semejanza permiten calcular los puntos homólogos para distintas curvas.

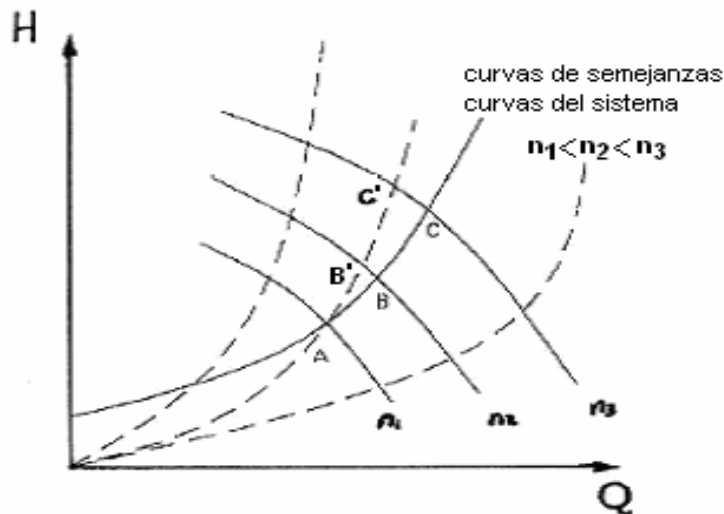


Figura 2.6 Regulación de la capacidad por la variación de las revoluciones por minuto.

Velocidades de rotación (B' y C'), y no los puntos de operación (B y C) por lo cual para determinar los mismos será necesario tomar varios puntos de la curva base (a n_1 r/min.)

Y hallar sus puntos homólogos, y por estos trazar la nueva curva de la máquina a otras velocidades de rotación, como se muestra en la figura 2.6.

Este método es más eficiente que el de estrangulación, ya que al variar las revoluciones por minutos, los puntos homólogos tienen aproximadamente la misma eficiencia ($\eta_{a'} = \eta_{b'} = \eta_{c'}$).

2.5.3 Regulación por Variación de la Pre-rotación del Fluido.



De acuerdo con la ecuación de Euler:

$$H_{\infty} = \frac{1}{g}(U_2 \cdot C_{2u} - U_1 C_{1u}), \quad (2.11)$$

se toma como criterio de diseño que $U_1 = 90^\circ C$, esto trae como consecuencia que el triángulo de velocidades a la entrada del rodete fuera con la línea continua.

En realidad el fluido no se comporta de esta manera, ya que al ponerse en contacto con el eje y las paredes del rodete que se encuentran en movimiento, el fluido adquiere un cierto movimiento de rotación que produce que el ángulo con el cual penetra en el canal interálaves del impelente sea mayor de $90^\circ C$.

A este efecto se le denomina prerrotación del fluido y es una de las causas por las que no se logra alcanzar la carga teórica máxima. Para evitar esto, algunas máquinas están provistas de álabes, guías a la entrada para garantizar un flujo radial.

Basada en este mismo principio, se construyen aparatos de regulación para colocarlos en el conducto de entrada y que mediante el movimiento de álabes directores, se logre variar el sentido de la prerrotación del fluido.

Este sistema de regulación resulta eficiente al aplicarlos a máquinas que trabajan bajo condiciones de continuas variaciones de gasto, pues la presencia de los álabes en el conducto para las condiciones de trabajo en que no se requiera la regulación provocan una disminución de alrededor de 1% de la eficiencia máxima de la máquina.

La eficiencia de este sistema se basa en que cuando se disminuye el gasto, varía el valor de la componente radial de la velocidad absoluta y por tanto el ángulo del flujo que penetra en el impelente.

Los parámetros de regulación de entrada (ARE) tienen como objetivo actuar sobre la dirección del fluido para garantizar que ante cualquier gasto el ángulo de ataque se



mantenga próximo a cero, esto se logra manteniendo invariable la dirección de la velocidad relativa. Este método de regulación se emplea frecuentemente en compresores centrífugos estacionarios.

Los ARE pueden ser axiales o radiales en dependencia de la forma de control de entrada. Cuando los compresores son de múltiples etapas el ARE de las etapas intermedias es de forma radial.

2.6. Esquema de Control de Accionamiento con Motores de Inducción.

La evolución del accionamiento de motores de inducción con velocidad variable ha seguido el deseo de emular con las cualidades del accionamiento con motores de corriente directa, en virtud de la rápida respuesta del torque y exactitud en el control de su velocidad. De acuerdo a las formas de realizar el control en el motor se clasifican en:

- Control escalar.
- Control vectorial.
- Control directo del torque.

El control escalar se realiza de la forma siguiente:

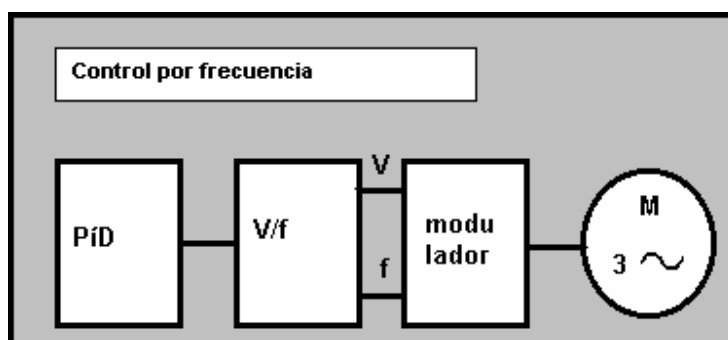


Figura 2.7. Lazo de control de un accionamiento de corriente alterna con control por frecuencia usando PWM.

Las propiedades que ofrece el control por frecuencia en los motores de inducción son:

- Controlabilidad de las variables de tensión y frecuencia.
- Simulación de variables sinusoidales de corriente alterna usando un modulador.



- Flujo magnético con radio U/F constante.
- Accionamiento a lazo abierto.
- Nivel del torque dictado por la carga.

Las referencias de las tensiones y frecuencias son alimentadas dentro del modulador, las cuales simulan las ondas sinusoidales y alimentan los devanados del estator del motor eléctrico. Esta técnica es llamada modulación por ancho de pulsos (PWM siglas en inglés) y utiliza el factor de la topología del inversor que opera con un rectificador a diodo en la entrada, un circuito intermedio CD que mantiene la tensión constante y el circuito inversor a la salida con transistores tipo IGBT, que alimentan los devanados del motor.

Significativamente este método no usa un lazo de realimentación el cual toma mediciones de velocidad o posición desde el árbol del motor y se alimentan éstos dentro del lazo de control. Este tipo de control se denomina control del accionamiento a lazo abierto.

Las ventajas de este tipo de control son:

- Bajo costo.
- No requiere de dispositivo de realimentación, es simple.

Es decir por no necesitar dispositivos de realimentación es de bajo costo y ofrece simple y económica solución. Puede ser utilizado en accionamientos de ventiladores, algunas bombas, etc, donde no se requiere de un control altamente exacto o preciso. Tienen como desventajas:

- No usan el campo orientado.
- Ignora el estado del motor.
- El torque no es controlado.
- Usa un modulador demorado.

Esta técnica se conoce como control escalar de frecuencia, instantáneamente la frecuencia y el voltaje es controlado como variables principales y son aplicados directamente en los devanados del estator. El estado del motor es ignorado. No resulta un control exacto del accionamiento, el modulador básicamente es lento en su comunicación



entre las señales del voltaje y la frecuencia y las necesidades de respuesta del motor ante cambios de la carga u otra perturbación.

El control vectorial del flujo tiene las siguientes propiedades:

- Control de campo orientado.
- Las características del motor son simuladas de acuerdo al " Motor modelo ".
- Accionamiento a lazo cerrado.
- Torque controlado indirectamente

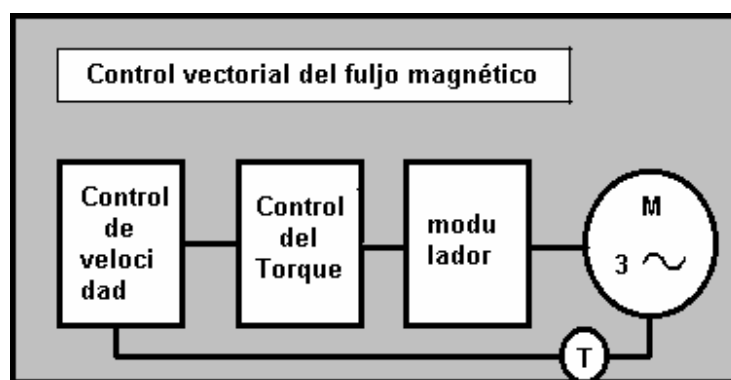


Figura. 2.8. Control vectorial del flujo magnético del motor de inducción usando PWM.

Este control emula con las condiciones de operación magnética del motor DC, por ejemplo ejecuta el mismo proceso del campo orientado, el vector flujo necesita conocer la posición espacial angular del flujo del rotor dentro del motor de inducción.

Con el control vectorial del flujo a PWM, el campo orientado con alimentación de los lazos de velocidad y posición del rotor al campo del estator a través del pulso de un encoder, así sucede el control a lazo cerrado del accionamiento. También las características eléctricas del motor son modeladas matemáticamente con un microprocesador desde una data de medición.

El inversor a PWM preparado para el control vectorial del flujo magnético del rotor de la máquina maneja los vectores de la tensión, frecuencia y corrientes a través del modulador, de tal manera que el torque es controlado indirectamente.



Ofrece las siguientes ventajas:

- Buena respuesta del torque.
- Exactitud en el control de la velocidad.
- Torque pleno con velocidad cero.
- Similar comportamiento como el accionamiento con motor de CD.

Desventajas:

- Necesita de lazos de realimentación.
- Es más que el control escalar.
- Necesita modulador que opere con vectores.

Este control vectorial archiva alto nivel de respuesta del torque y exactitud de la velocidad, y requiere de dispositivos para la implementación de lazos de retroalimentación, así como de un modulador de señales que todavía posee lentas comunicaciones con las señales y limita las respuestas ante las perturbaciones de la carga. El accionamiento resulta mecánicamente simple y eléctricamente complejo.

2.7. Control Directo del Torque.

Con el avance de los dispositivos electrónicos y los algoritmos de campo orientado nace la tecnología del Control Directo del Torque (DTC siglas en inglés), figura 2.3, desarrollado por la ABB, la cual no necesita de modulador en el inversor ni del cálculo del torque directamente, las variables flujo de magnetización y torque son objetos de control.

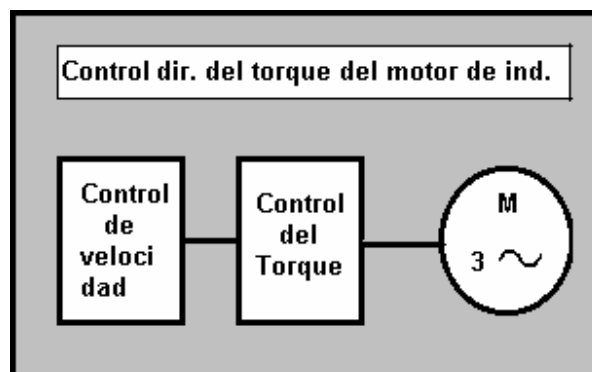


Figura 2.9 Control directo del Torque de accionamiento de CA.



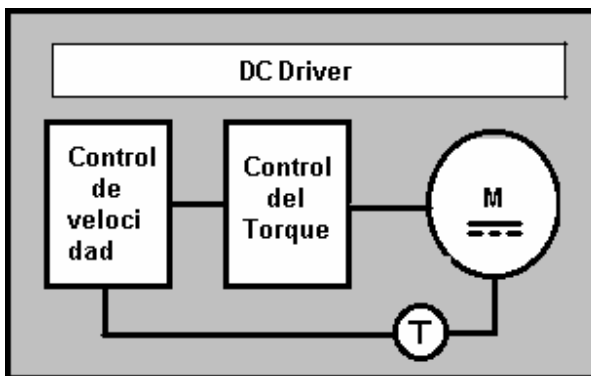
Con el DTC no se requiere de modulador y de mediciones imprescindibles de la velocidad y posición a través de un sensor tipo encoder o tacogenerador, solo con mediciones de corrientes, frecuencias y voltajes el algoritmo de campo orientado calcula los demás parámetros del accionamiento regulado.

El DTC usa un hardware consistente en un DSP procesador digital de señales el cual procesa rápidamente las señales digitales del accionamiento con avanzado entendimiento matemático del algoritmo para el trabajo del motor.

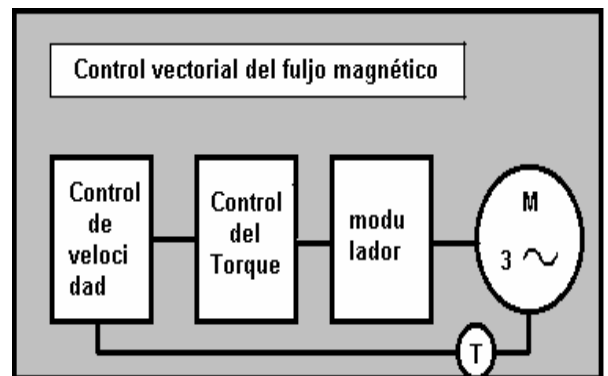
Como resultado de este control DTC la respuesta del torque es típicamente diez veces (10) más rápida que los de tipo escalar y vectorial de flujo. La exactitud del control de la velocidad es ocho veces (8) mejor que uno a lazo abierto de CA y que de motores CD.

El control por DTC produce el primer intento de un Accionamiento Universal con capacidad de control tanto con cualidades de motor CD como CA.

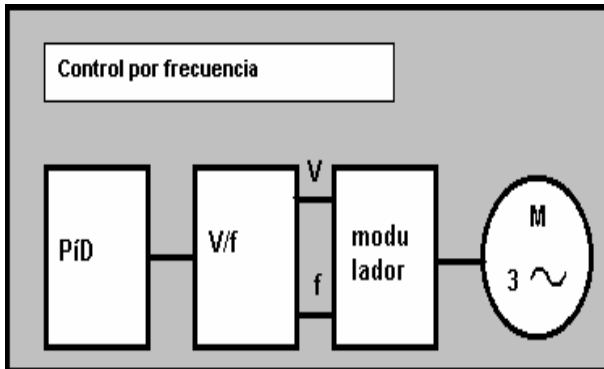
Si comparamos el modo de usar las variables en los diferentes controles del accionamiento a lazos cerrados observamos lo presentado en los siguientes esquemas de la figura 2.10



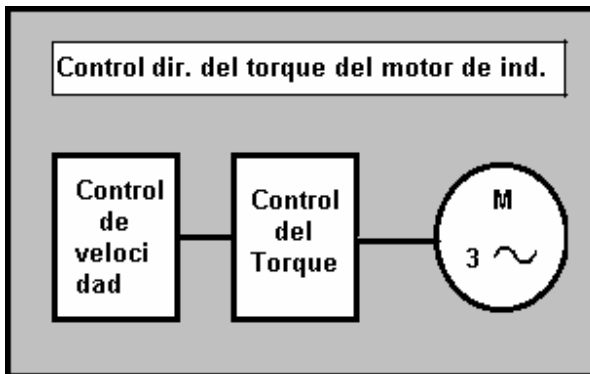
1. Lazo de control de accionamiento de CD.



3. Lazo de control por flujo magnético CA



2. Lazo de control por frecuencia de motor CA.



4. Lazo de control por DTC de motor C



Figura 2.10 Comparación de los diferentes controles del accionamiento con motores CD y CA.

2.8. Aplicación del Control por Frecuencia en Accionamiento de Bombas Centrífugas.

Uno de los aspectos de mayor interés en el accionamiento de bombas centrífugas es el comportamiento de la eficiencia de todo el sistema, la cual depende de sus componentes principales: MI el motor eléctrico, BC la bomba centrífuga y el diseño y configuración de la red hidráulica RH.

El factor que más contribuye al empeoramiento de la eficiencia de la bomba centrífuga es el sobredimensionamiento de la bomba BC, ocasionado por una selección inadecuada debido a consideraciones anticipadas en las condiciones futuras de trabajo de la instalación, en la que intervienen esencialmente, el diámetro de las tuberías, el gasto o caudal de la hidromezcla y la naturaleza del fluido a transportar, que pueden provocar caídas excesivas en los requerimientos del funcionamiento del sistema.

El uso de la regulación del caudal mediante el estrangulamiento de válvulas en la tubería de descarga es casi siempre utilizadas en bombas sobredimensionadas, provocando pérdidas del gasto del fluido y caídas de la altura de presión que desarrolla la turbomáquina. Existen otros métodos para lograr eficiencias mayores en bombas sobredimensionadas como el uso de impelentes de tamaños adecuados, cambios de la velocidad de rotación del accionamiento, y el uso de la conexión serie- paralela de las bombas.

2.9. Aspectos sobre el Ahorro de Energía en las Bombas Centrífugas.

Una bomba centrífuga convierte la energía mecánica que recibe desde un motor en energía de presión para mover un líquido a determinada altura. Es decir, transmite la energía cinética rotacional en energía de presión del fluido desde el ojo o centro del impelente o rodete de trabajo. El fluido entonces incrementa su velocidad debido a la fuerza centrífuga y rotacional que la empuja. La bomba es diseñada de tal forma que la

aceleración se incrementa uniformemente en el área de la voluta produciéndose la máxima conversión de la energía de velocidad del fluido dentro de la energía de presión. En la figura 2.11 se muestran los componentes de una bomba centrífuga y del fluido.

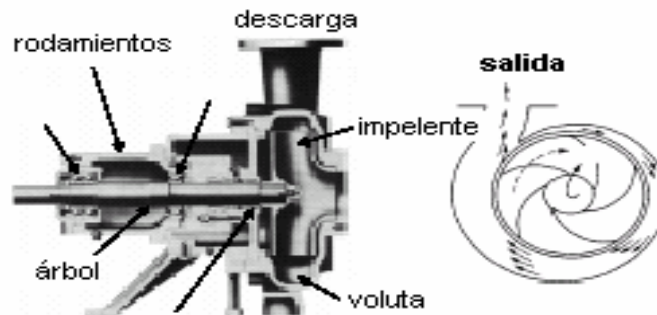


Figura 2.11 Componentes y operación de una bomba centrífuga.

Para una mejor comprensión de cómo mejorar la eficiencia del sistema de bombeo, vamos a explicar brevemente algunos de los aspectos relacionados con la operación, terminología y características de operación de la bomba centrífuga.

En la figura 2.12 se tiene un sistema de bombeo típico, donde se representa el comportamiento de la altura de carga o presión en función del caudal desarrollado $H = f(Q)$.

Aquí se definen tres componentes:

La altura estática, determinada por la distancia desde el nivel del recipiente donde está depositado el fluido hasta el punto máximo de descarga del fluido, es decir hasta donde el fluido ya comienza a bajar por gravedad.

La altura del diseño o de trabajo, es la altura viable en una localización específica para satisfacer los requerimientos de diseño del sistema



La altura de fricción, dada por la distancia de la tubería desde el punto de impulsión de la bomba hasta el punto máximo de descarga en el recipiente de destino del fluido.

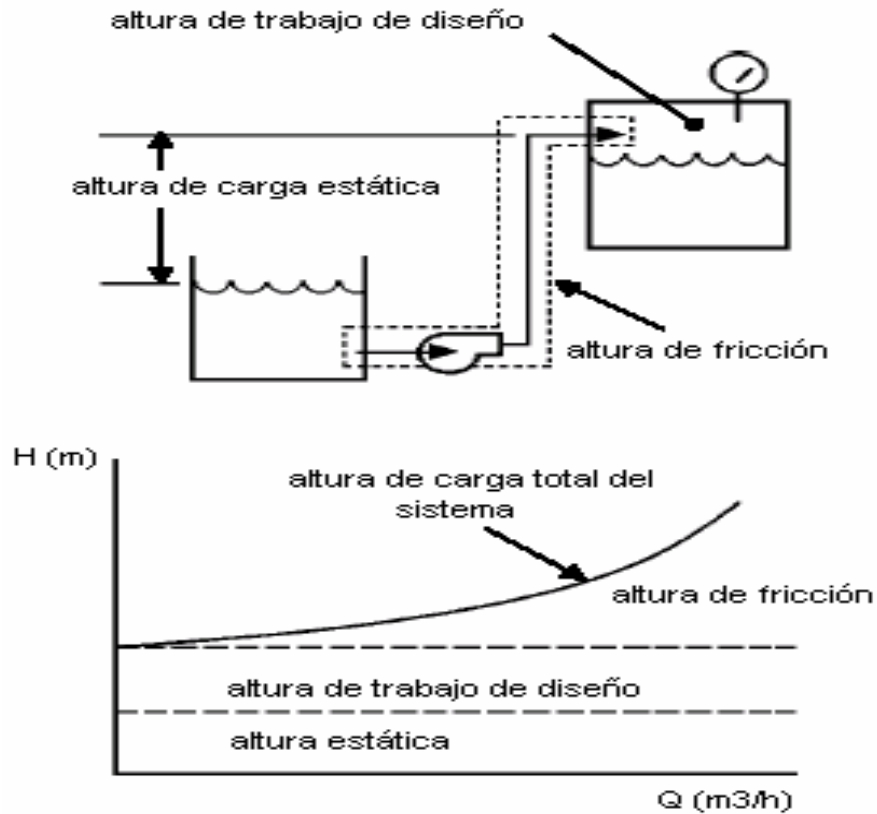


Figura 2.12 Componentes de un sistema de bombeo.

Curvas de las bombas centrífugas. Los fabricantes de las bombas centrífugas suministran las curvas de trabajo de las bombas $H = f(Q)$ que predicen el comportamiento futuro de estas bajo condiciones de trabajo determinadas.

En la figura 2.13 se muestran las curvas simples de explotación de una bomba centrífuga para un diámetro dado del impelente de trabajo.

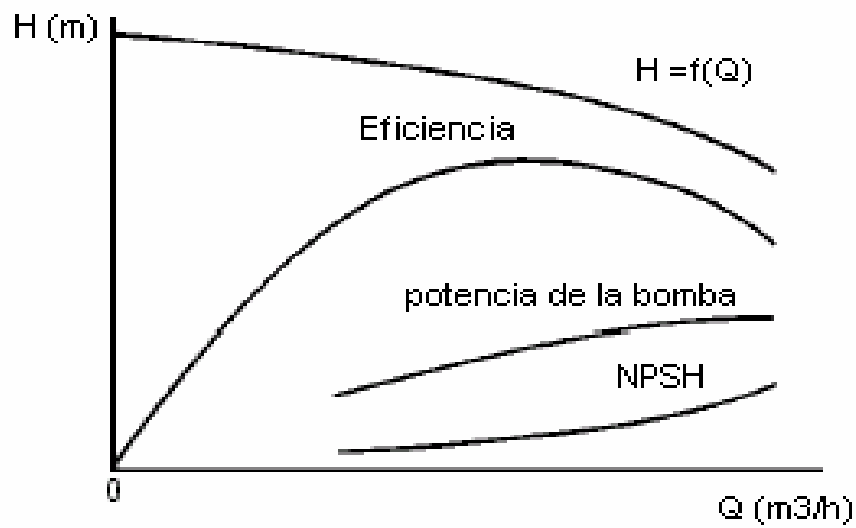


Figura 2.13 Curva típicas de una bomba centrífuga.

Usualmente el punto de máxima eficiencia en el trabajo de la BC la característica $H = f(Q)$ es el punto de diseño de esta.

En la figura 2.14 se muestran una familia de curvas que caracterizan el trabajo de la bomba BC con diferentes diámetros del impelente.

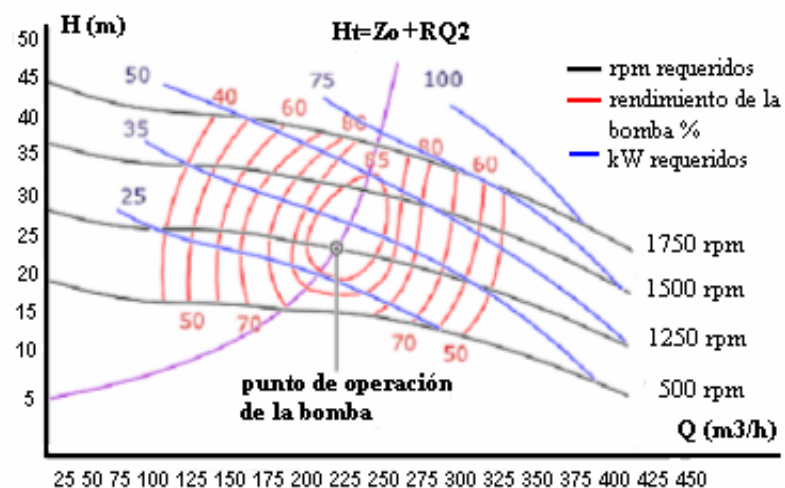


Figura 2.14 Curvas múltiples de operación de la bomba centrífuga.



El punto de operación de la bomba está determinado por la intersección entre la curva $H = f(Q)$ y la de la red $H_r(Q)$, tal como se grafica en la figura 2.15.

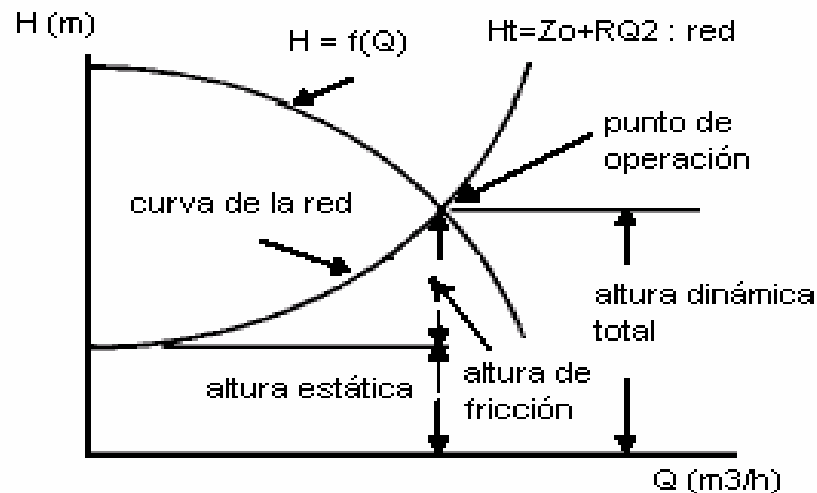


Figura 2.15 Punto de operación de la bomba centrífuga.

La eficiencia de la energía en un accionamiento eléctrico de bomba centrífuga puede ser mejorada directamente por incremento del rendimiento del motor eléctrico y/o de la bomba centrífuga.

Las siguientes acciones específicas pueden ser tomadas:

- Motores de elevada eficiencia, que aunque son más costosos se amortizan rápidos, en menos de año y medio para accionamiento con 3680 horas anuales de operación Poseen de un 3 a 5% de más eficiencia que los motores normales.
- Reemplazar o reparar el impelente de la bomba.
- Adecuar la bomba. Es decir, ajustar el impelente a la cantidad máxima de caudal a bombear para condiciones reales de trabajo.
- Disminuir la altura dinámica total de la bomba. Esto tiene relación con conseguir el punto correcto de operación de la bomba que garantice el mayor caudal con la



adecuada altura de presión, previendo no caer al correr se hacia la derecha de la curva en la zona de cavitación que sobrecarga al accionamiento. Una válvula en la tubería de descarga de la bomba es usualmente utilizada para disminuir el caudal, pero ocasiona caídas en la altura de presión a través de la válvula. En la figura 2.16 se muestra este proceso de estrangulamiento para la reducción de la altura dinámica.

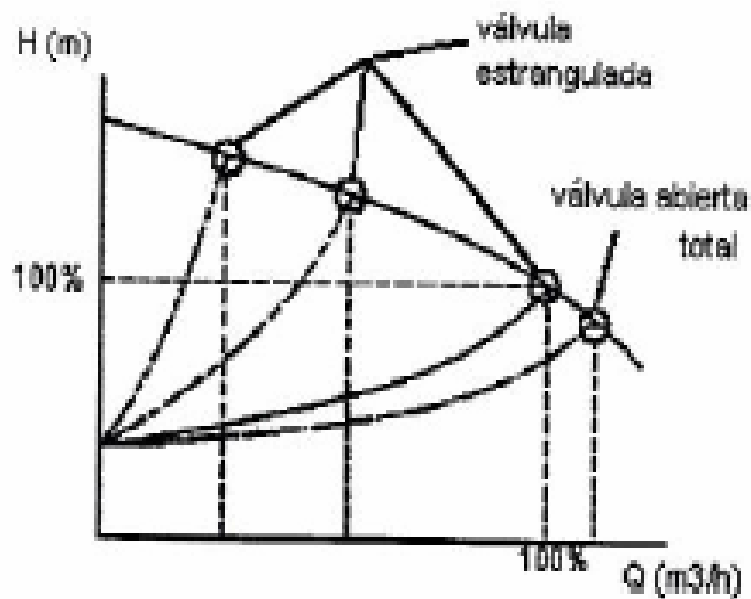


Figura 2.16 Efecto del estrangulamiento por válvulas en la bomba.

La adecuación del tamaño del impelente contribuye a mejorar la eficiencia en la bomba, por eso los fabricantes ofrecen para cada tipo de bomba un juego de diámetros de impelentes que se mueve en un rango de un 20% de reducción.

El cambio de la velocidad de rotación de la bomba centrífuga se viene realizando a través del cambio de frecuencia en el motor de inducción frecuentemente utilizado en estos tipos de accionamientos eléctricos.



Los motores de inducción o llamados también motores asincrónicos los cuales pueden operar con múltiples frecuencias a partir de 60 Hz, ya sea hacia arriba o hacia debajo de este rango, con velocidades desde 900 hasta 3600 rpm. Esto se realiza hoy en día a partir de los llamados variadores de velocidad.

En sentido general las medidas para mejorar la eficiencia en las bombas centrífugas están contenidas según se muestra en la siguiente tabla 2.1.

Medidas de eficiencia	Requerimiento del sistema hidráulico		
	Constante	Distinción de pasos	Altamente variable
Dimensionamiento del impelente	X		
Velocidad del Motor	x		
Motores de dos Velocidades		X	
Bomba en paralelo		X	
Bomba en serie		X	
Variadores de velocidad			X

Tabla 2.1 Eficiencia en las bombas centrífugas.

Estimación del ahorro de energía. El potencial para el mejoramiento de la eficiencia en los accionamientos de bombas está dado por los años de fabricación, el diseño del equipamiento y las condiciones de explotación.



En los accionamientos viejos, la eficiencia puede estar dada en la vecindad de un 50%. En accionamientos nuevos con motores de buena calidad de fabricación (tipo Premium). La eficiencia puede encontrarse en los rasgos de un 60% con posibilidades de incrementarse en unos 20%.

La potencia de la bomba centrífuga se puede calcular por la siguiente expresión:

$$N_b = \frac{Q \cdot H \cdot \rho}{102 \cdot \eta_b} \quad (2.12)$$

donde:

Q- caudal desarrollado por la bomba, (m^3/h)

H- altura de la carga de la bomba, (m)

ρ - densidad del fluido, (Kg/m^3)

La potencia del motor eléctrico en kW.

$$P_{MI} = \frac{N_b \cdot 0.746}{\eta_{MI}} \quad (2.13)$$

Donde:

η_{MI} -eficiencia del motor de inducción, (%).

El caudal nominal de la bomba puede ser variado directamente de acuerdo al radio de velocidad del motor de inducción:

$$Q_2 = Q_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \quad (2.14)$$

Donde:



Q_2 - caudal nominal de la bomba, (m^3/h)

Q_1 - caudal para las condiciones iniciales del accionamiento, (m^3/h)

n_2 - velocidad de rotación de la bomba para las nuevas condiciones, (*rpm*)

n_1 - velocidad de rotación para las condiciones iniciales, (*rpm*)

La altura de la carga o de presión varía proporcional al cuadrado de radio de velocidades de la bomba:

$$H_2 = H_1 \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (2.15)$$

Donde:

H_2 - altura de presión a la nueva velocidad, (m)

H_1 - altura de presión para las condiciones iniciales, (m)

La potencia de la bomba puede variar en relación cúbica al radio de la velocidad o el diámetro del impelente:

$$N_{b2} = N_{b1} \cdot \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (2.16)$$

Donde:

N_{b2} - potencia requerida por la bomba para la nueva velocidad, (kW.)

N_{b1} - potencia requerida en las condiciones iniciales, (kW.)

2.10 Cálculo del ahorro normativo del accionamiento de la bomba centrífuga

La energía ahorrada durante el cambio o modificación para las nuevas condiciones de trabajo de la bomba o el motor se pueden estimar con las siguientes expresiones.

El mejoramiento de la eficiencia del motor eléctrico determinado por la energía total ahorrada por el cambio de trabajo en el motor eléctrico se puede estimar como:

$$E_{MI\text{ ahorr}} = N_b \cdot \left(\frac{1}{\eta_{MI1}} - \frac{1}{\eta_{MI2}} \right) \cdot h_{\text{totales}} \quad (2.17)$$



Donde:

$E_{MI \text{ ahorr}}$ – energía total ahorrada en el motor eléctrico (kW /h)

N_b – potencia de la bomba centrífuga, (kW.).

η_{MI1} -eficiencia del motor eléctrico viejo, (%).

η_{MI2} - eficiencia del motor eléctrico nuevo, (%).

h_{totales} – horas totales de operación del accionamiento, (h).

El mejoramiento de la eficiencia de la bomba centrífuga determinada por el ahorro de la energía en ella, se determina como.

$$E_{bc \text{ ahorro}} = N_{b1} \cdot \left(1 - \frac{\eta_{bc1}}{\eta_{bc2}}\right) \cdot h_{\text{totales}} \quad (2.18)$$

Donde:

η_{bc1} - eficiencia de la bomba vieja,(%)

η_{bc2} - eficiencia de la bomba nueva,(%)

Los tiempos de vida de servicio típicos en el accionamiento de bombas centrífugas se han podido estimar de acuerdo al siguiente orden:

- Bombas centrífugas normalizadas al clima, operan para 8.7 años.
- Bombas centrífugas ajustables, operan 3 años.
- Accionamientos de bombas centrífugas de velocidad variadas, operan 16 años.
- Accionamientos de bombas centrífugas con motores de elevada eficiencia, operan 15 años.
- Bombas centrífugas con base montada, operan 20 años.
- Bombas centrífugas con tuberías y sistemas hidráulicos montados, operan 15 años.



CAPITULO III

3.1. Introducción.

Como se conoce la eficiencia en los motores de inducción está dada por la relación entre la potencia de salida (P_s) o potencia mecánica en el árbol y la potencia de entrada o eléctrica (P_e), que puede ser tomada en los terminales del estator o desde el eslabón de corriente directa del inversor sinusoidal de tensión (VSI a PWM).

$$\eta = \frac{P_s}{P_e} \quad (3.1)$$

Usualmente para este cálculo se toman en forma RMS o muestreadas digitalmente:

- Lectura de datos.
- Medición de la velocidad de rotación.
- Medición de corriente por un transductor.
- Medición de tensión.
- Medición de potencia de entrada.
- Lectura de la resistencia del devanado del estator.
- Datos de temperatura del devanado.
- Datos de las medidas sin carga en el árbol desacoplado.
- Mediciones del torque en el árbol del motor.

Varios autores han desarrollado (Hsu y otros, 1998) algunos métodos de cómo determinar la eficiencia, entre los más divulgados están:

- Método de los valores nominales, que consiste en el cálculo mediante:

$$\eta = \frac{P_s}{P_{nom}} = \frac{P_{mec}}{\sqrt{3} * U * I * \cos\phi} \quad (3.2)$$

Donde:

P_{nom} - potencia nominal de chapa del motor, (kW).

P_{med} - potencia media en RMS, (kW).



U_{nom} - tensión nominal de chapa del motor, (V).

I_{nom} - corriente nominal de chapa del motor, (A).

- El método del deslizamiento, que consiste en determinar la potencia de salida por:

$$P_s = \frac{S_{med}}{S_{nom}} * P_{snom} \quad (3.3)$$

Donde:

S_{med} , S_{nom} -es el deslizamiento medio y nominal del motor, (%).

P_{snom} -potencia de salida nominal del motor, (kW).

- Método de la corriente, que se obtiene calculando la potencia de salida con la medición de la corriente media y la de marcha al vacío:

$$P_s = \frac{I_{med}}{I_{nom}} * P_{snom} \quad (3.4)$$

$$P_s = \frac{(I_{med} - I_{mv})}{(I_{nom} - I_{mv})} * P_{snom} \quad (3.5)$$

Donde:

I_{med} - corriente media en RMS, (A).

I_{mv} - corriente de marcha al vacío en RMS, (A).

- Método estadístico, basado en archivar el recorrido histórico de las pérdidas en el motor, considerando por ejemplo un porcentaje de aquellas pérdidas que habitualmente no pueden ser calculadas. Para un grupo de motores típicos se calcula la eficiencia como:

$$\eta = 1 - \frac{\Delta P}{P_e} \quad (3.6)$$

- Método de circuito equivalente, tiene en cuenta el cálculo partiendo de las componentes del circuito eléctrico equivalente del motor de inducción, tomando los valores de las resistencias e inductancias a una determinada temperatura de trabajo de la máquina.

$$\Delta P_{totales} = I^2 * R \quad (3.7)$$

- Método de las pérdidas incluidas, que tienen en cuenta todo tipo de pérdidas, ya sea de origen electromagnética como mecánica.



- Método del torque o momento de carga, es uno de los más difundidos porque relaciona tanto la potencia electromagnética, el número de revoluciones y las pérdidas totales:

$$\eta = \frac{\left[(M_{em} * \frac{2\pi * n_r}{60}) - \Delta P_{fricción} - \Delta P_{carga} \right]}{P_e} \quad (3.8)$$

Donde:

n_r - número de revoluciones por minuto, (r.p.m.).

ΔP - Pérdidas por fricción en el motor eléctrico, (w).

ΔP - Pérdidas producto de la carga, (w).

Y esta última expresión tiene en cuenta la medición de la potencia para el cálculo de la eficiencia del motor de inducción sujeto a la carga mecánica que incluye las pérdidas mecánicas y de cargas, así como el número de revoluciones.

No obstante es bueno volver a indicar que hasta ahora existen 2 aproximaciones de mejorar la eficiencia en el accionamiento eléctrico.

- Aproximación basada en un modelo de las pérdidas.
- Aproximación basada en la medición de la potencia.

Si el modelo de pérdidas del motor es variable la minimización de las pérdidas por flujo óptimo se calcula analíticamente. Su principal ventaja es la simplicidad del método, sin embargo la exactitud del conocimiento de los parámetros del motor puede ocasionar inexactitudes por los efectos de cambio de la temperatura, efectos de saturación magnética, efecto pelicular, etc.

La aproximación basada en la medición de la potencia es bastante objetiva porque brinda una fiel medida de la capacidad del accionamiento, y es por eso que enfocar el algoritmo de control a la búsqueda del flujo óptimo de acuerdo con la potencia demandada por la carga permite mejorar la eficiencia en límites posibles.



Por otra parte esta aproximación no requiere del conocimiento de los parámetros del motor. Su desventaja solo está dada para los casos de muy altas potencias y en las oscilaciones que pueden aparecer en zonas de muy pequeñas cargas.

3.2. Análisis de los Resultados.

El comportamiento del sistema electro-hidráulico está caracterizado por la carga que representa la densidad de la pulpa a transportar, debido a una determinada resistencia que ofrece a la transferencia de masa de fluido que se mueve de un punto a otro en la sección de la tubería y que exige un gradiente de energía cinética que tiene su fuente en la potencia de entrada del accionamiento eléctrico (L. Rojas Purón y M. Morera, 2003).

Esta relación podemos expresarla a partir de la ecuación:

$$N_b = \frac{\rho \cdot H \cdot Q_r}{102 \cdot \eta_b \cdot \eta_{tr}} \quad (3.9)$$

Donde:

ρ : Densidad del fluido transportado por la bomba, (kg/m³).

H: Altura de la carga desarrollada por la bomba, (m).

Q: Caudal o gasto desarrollado por la bomba, (m³/h).

η_b : Rendimiento de la bomba, (%).

η_{tr} : Rendimiento de la transmisión, (%).

El caudal desarrollado por la bomba centrífuga está determinado por:

$$Q = V \cdot A \quad (3.10)$$

Donde:

V: Velocidad lineal de transporte, (m/s).

A: Area de la sección transversal de la tubería de impulsión de la bomba, (m²).

Siguiendo este razonamiento se puede ver (en la figura 3.1) la relación o ley de variación de consumo de potencia a diferentes densidades de cola laterítica.

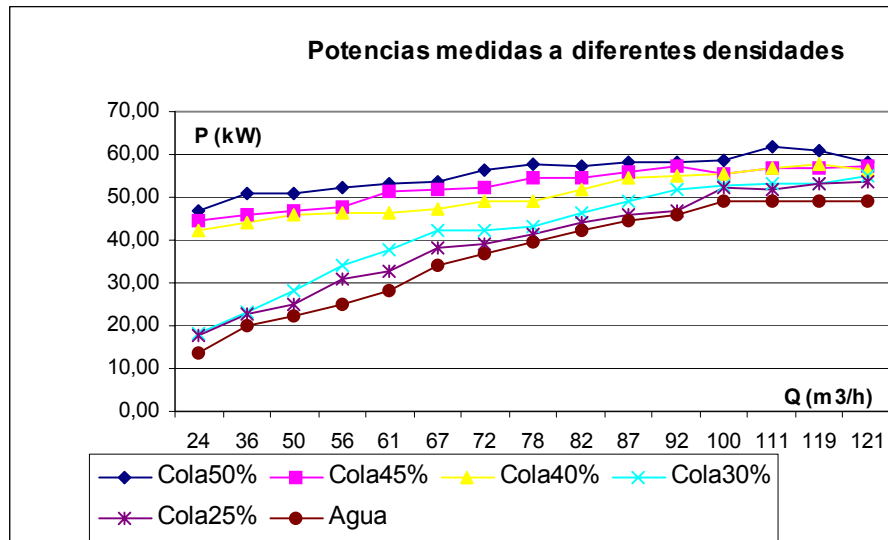


Figura 3.1 Comportamiento del consumo de potencia eléctrica a diferentes densidades de la cola laterítica.

Al mismo tiempo existe una relación entre las pérdidas hidráulicas $i(P_a/m)$, que tienen lugar en el sistema a diferentes densidades del fluido con su velocidad de transporte $i = f(v)$, las que se relacionan de forma directa con el porcentaje (%) de sólidos transportados y éste con el consumo de potencia desde el motor eléctrico y el rendimiento de la bomba centrífuga, lo cual aporta elementos de interés para evaluar la eficiencia del sistema de hidrotransporte en estas condiciones de tecnología CARON, aspectos éstos relacionados en la tabla (3.1).

Tabla 3.1 Mediciones de parámetros de transporte de la pulpa.

P (kW)	Rend(%)	Q(m³/h)	l(Pa/m)	V(m/s)
46,91	56	23,53	750	0,37
50,85	57	36,24	950	0,57
51,05	58	49,60	1150	0,78
52,26	58	55,95	1180	0,88
52,96	59	61,04	1370	0,96



53,49	59	66,76	1460	1,05
56,48	59	72,49	1650	1,14
57,67	60	78,21	1831,2	1,23
57,50	60	82,02	1962	1,29
58,33	61	82,66	2158,2	1,3
58,39	62	92,20	2289	1,45
58,41	65	96,01	2520	1,51
61,64	67	101,74	2790	1,6
60,87	69	108,73	3150	1,71
58,38	71	113,18	3500	1,78

Este comportamiento también podemos observarlo en la figura: 3.2, siendo esto una valiosa información para la sintonización del variador de velocidad.

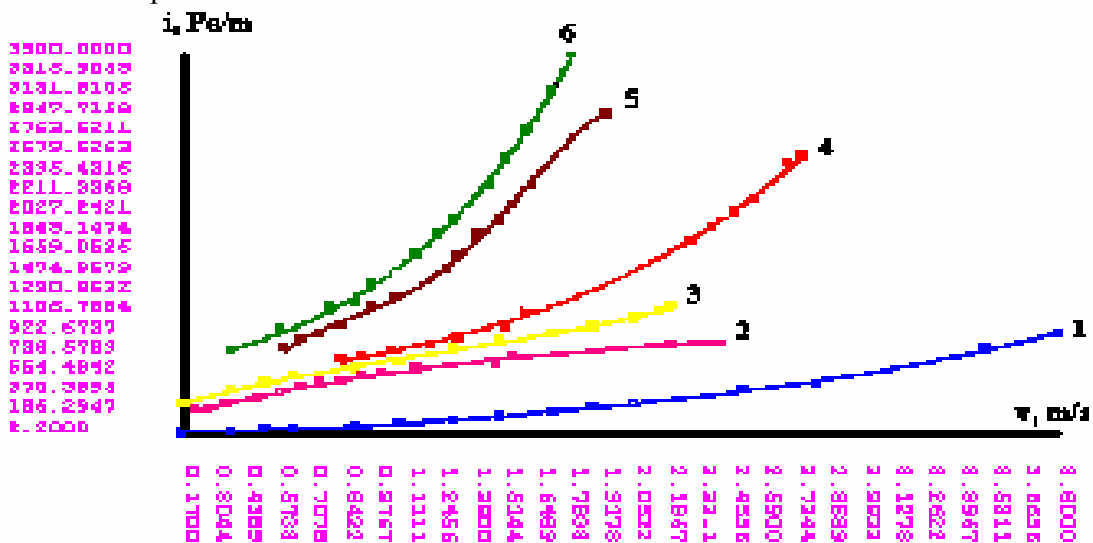


Figura 3.2 Dependencia de i $f(v)$ al movimiento de la cola en un tubo circular. ($D = 150$ mm) $T = 60$ °C a las concentraciones: 1 – Agua; 2 – 25 %; 3 – 30 %; 4 – 40 %; 5 – 45 %; 6 – 50 %.

Para la bomba tipo PB-315/40 el rendimiento, enviando pulpa con densidades de 1200 a 3800 kg/m^3 , se comporta entre un 53 y 59% (figura 3.3), operando a su velocidad nominal de 1500 r.p.m. Estos rendimientos pueden mejorarse cuando se transporta la pulpa laterítica a menores velocidades, entre 680 y 930 r.p.m. debido a que las pérdidas hidráulicas son menores a menor velocidad periférica de transporte.

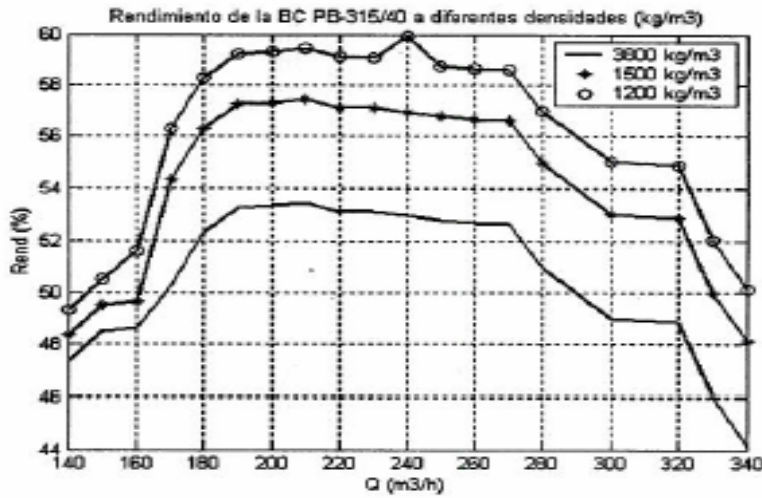


Figura 3.3 Rendimiento de la bomba PB-315/314 con diferentes densidades obtenidos desde la identificación del sistema electro-hidráulico.

En la figura: 3.4 se muestran las curvas de la red hidráulica con la de la bomba cuando se realiza la regulación del gasto o caudal del sistema por medio de la estrangulación de la válvula en la tubería de impulsión, donde se pierde un apreciable gradiente en la altura de carga de presión que hace disminuir sensiblemente la eficiencia de la bomba centrífuga.

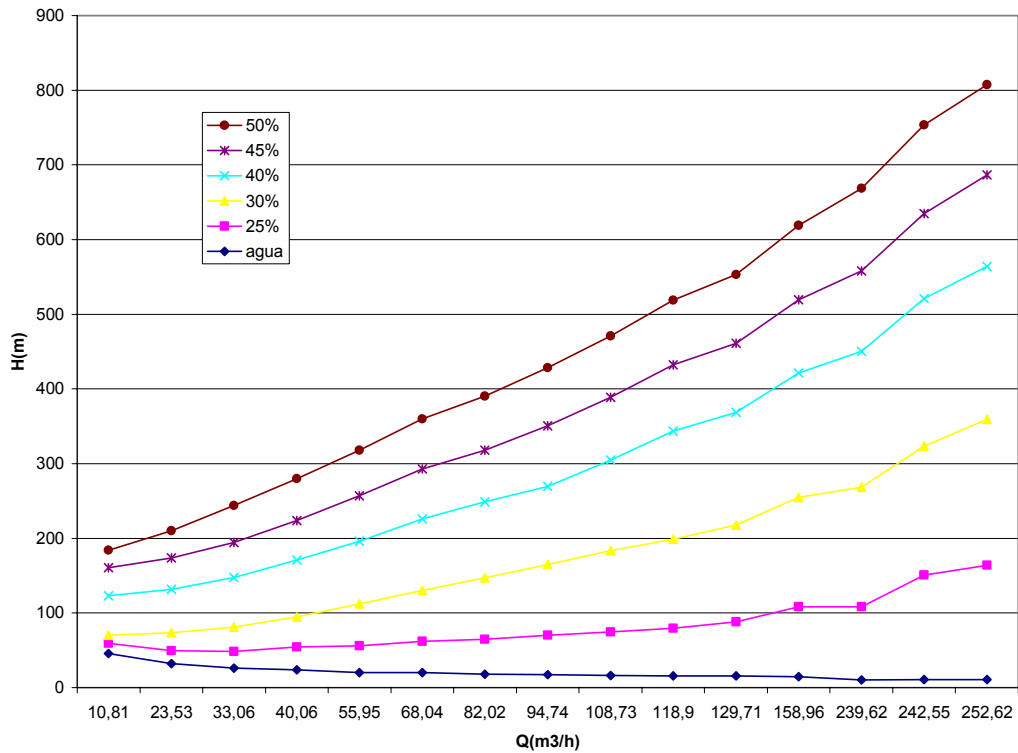




Figura 3.4 Curvas de la bomba PB-315/40 durante la regulación por estrangulamiento del caudal.

El momento electromagnético puede ser obtenido como una función de las componentes de las corrientes del estator y los flujos en el rotor ψ_r a partir de las expresiones:

$$\psi_{qs} = L_m i_{qr} + L_s i_{qs} \quad (3.11)$$

$$\psi_{ds} = L_m i_{dr} + L_s i_{ds} \quad (3.12)$$

$$i_{qr} = \frac{1}{L_r} \psi_{qr} - \frac{L_m}{L_r} i_{qs} \quad (3.13)$$

$$i_{dr} = \frac{1}{L_r} \psi_{dr} - \frac{L_m}{L_r} i_{ds} \quad (3.14)$$

Por lo que finalmente la ecuación del torque electromagnético M_{em} desarrollado por el motor puede ser obtenida como:

$$M_{em} = 1,5 \cdot p \cdot \frac{L_m}{L_r} i_{qs} \psi_{dr} \quad (3.15)$$

Donde:

p – es el número par de polos del motor eléctrico.

i_{qs} – es la componente de la corriente del estator en el eje qq, [A].

ψ_{dr} – es la componente del flujo magnético del rotor en el eje dd, [Wb].

Sustituyendo $\psi_{qr}=0$ y $\psi_{qr}=\psi_r$ el torque queda:

$$M_{em} = 1,5 \cdot p \cdot \frac{L_m}{L_r} i_{qs} \psi_r \quad (3.16)$$

La ecuación resultante de los momentos del accionamiento está definida como (3.17):

$$M_{em} - M_c(\omega_r) = \frac{2}{p} \cdot J \cdot \frac{d\omega_r}{dt} \quad (3.17)$$

Mostrándose una relación entre el flujo magnético desarrollado por el motor de inducción, su número de revoluciones y el torque, recordando que el torque participa y tiene en cuenta el estado de carga mecánica y las pérdidas en el sistema, aspecto que permite correlacionar entonces estas variables con la carga que representa la densidad de la pulpa transportada.



En la tabla 3.2 se relacionan algunas mediciones de diferentes variables de la bomba WARMAN para diferentes densidades de la pulpa durante el transporte de la pulpa.

Tabla 3.2. Valores de Eficiencia en la bomba WARMAN para diferentes densidades de la pulpa durante el transporte por la tubería de 150 mm sin el uso del variador de velocidad.

ρ : Densidad (kg/m^3)	V (m/s)	Δp (Pa/m)	η (%)
1105	0,22	8,195	74
1190	0,28	12,018	72
1230	0,35	17,944	70
1235	0,48	28,962	68
1275	0,57	38,243	65
1300	0,66	48,475	64
1400	0,74	58,333	63
1425	0,83	70,236	63
1488	0,92	82,966	62
1500	1	97,364	62
1568	1,14	124,452	62
1650	1,47	177,093	61
1663	1,54	190,941	61
1750	2,2	340,027	60
1765	2,4	391,403	59



Obsérvese (tabla 3.2) que a medida que crece el valor de la densidad de la pulpa la eficiencia comienza a disminuir debido a que se incrementa el rozamiento del fluido con las paredes de las tuberías y por tanto se producen más pérdidas.



CONCLUSIONES

- La información ofrecida permite caracterizar el sistema de accionamiento eléctrico de bombas centrífugas encargadas de transportar pulpa laterítica de níquel.
- La eficiencia del accionamiento eléctrico de bombas centrífugas para el transporte de pulpa laterítica, está caracterizada por las variables del proceso, como son la densidad, la altura y el caudal.
- Las pérdidas hidráulicas se incrementan con el aumento de la densidad de la pulpa laterítica.



RECOMENDACIONES

- Lograr la completa automatización de la instalación para obtener un mejor registro de los datos experimentales.
- Incorporar técnicas de adquisición de datos y control de supervisión a partir del CITEC que garanticen un mejor control.
- Seguir estudiando las ventajas de implementación de los variadores de velocidad, para un uso más eficiente de los mismos.



BIBLIOGRAFIA

1. Cautín Martínez Osmanda. Estudio de la eficiencia de accionamiento de bombas de hidrotransporte de suspensiones no newtonianas. 2004
2. Cerovski Z. and Javurek J. converter control of asynchronous motor drive with minimum current consumption. EPE. European Power Electronic Conference.
3. Groendheim, Norway. Vol. 3. Pág. 807- 812. L –10 september. 1997.
4. Durán Loran Oneyda. Fundamento teóricos experimentales para supervisión de accionamientos eléctricos de bombas centrífugas. 2004.
5. Electrical Machines: Direct and alternating current, [S.L.: S.N.,S.a] 563 Pág.
6. Famouri P. and Cathery J.J. “Loss Minimization control Inductions Motor Drive”, IEEE transactions on Industry Applications, vol. 27, No.1, January/February. 1991.
7. Guzmán del Río D. Modelación, simulación y control en el proceso de lixiviación carbonato amoniacal. Tesis Doctoral. Diciembre 2000. Pág. 133.
8. Joao Embana Castro. Caracterización de las fallas de las instalaciones a bombeo de la planta de lixiviación y lavado, y su aplicación a la selección de materiales idóneos para elementos de bombas centrífugas. 2002.
9. Kirschen S., Novotny D. W., and Suwanwisoot W., Minimizing induction motor Losses by Exitation Control Variable Frecuency Drives, IEEE. Transaction on Industry Applications, Vol. IA-20, No.5, September/October 1984, pág. 1244-1251.
10. Rojas Purón L. Accionamiento eléctrico asincrónico para el transporte de pulpa laterítica. Tesis doctoral. Diciembre 2005.
11. Suárez Feliú M. Determinación de los Parámetros del Hidrotransporte de las pulpas del mineral serpentínico. Tesis Doctoral. Marzo 1998.
12. Turro A., Garcell L., Pérez Barreto R., Izquierdo, Legrá, A., Estudio del Hidrotransporte de las cola en el proceso carbonato amoniacal. Tesis Doctoral. Diciembre 2002.
13. Wasyncsuk O., Sudhoff, Corzine K., Tichenor J., Krause P., Hausen I., and Taylor L. A maximum torque control ampere control strategy for induction motor drives. IEEE-Vol. 4. 2000.



Anexo 1: Tabla de datos de la Tubería de 122 mm.

Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN con flujo de agua en la tubería de 102 mm				
dP (kgf/cm²)	dP (Pa)	Q (m³/h)	i (Pa/m)	v (m/s)
0,03384241	3319,94	18,65	226	0,66
0,05241081	5141,5	38,15	350	1,35
0,05998791	5884,814	57,37	400,6	2,03
0,07999386	7847,398	74,04	534,2	2,62
0,09598665	9416,29	89,58	641	3,17
0,1119944	10986,651	100,61	747,9	3,56
0,1199908	11771,097	114,74	801,3	4,06
0,13999675	13733,681	130,00	934,9	4,6
0,15998773	15694,796	135,65	1068,4	4,8
0,17999967	17657,9676	137,63	1202,04	4,87
0,19999963	19619,964	139,89	1335,6	4,95



Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN con flujo de agua en la tubería de 102 mm			
N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m³/h)
14,48	57	46	18,65
22,14	58	35	38,15
21,60	59	23,1	57,37
22,33	59	18,5	74,04
24,98	60	17,4	89,58
27,74	60	17,2	100,61
27,96	60	15,2	114,74
28,49	61	13,9	130
28,95	62	13,76	135,65
28,97	63	13,79	137,63
29,05	64	13,84	139,69



Mediciones con flujo de agua en el Motor de 55 kW, 1250 rpm en la tubería de 102 mm			
P (kW)	U (V)	I (A)	Cos ϕ
25,40	220	144,51	0,46
38,17	220	208,96	0,48
36,62	220	171,79	0,56
37,84	220	144,51	0,69
41,64	220	154,10	0,71
46,23	220	164,15	0,74
46,59	220	163,23	0,75
46,71	220	165,83	0,74
46,70	220	165,81	0,74
45,99	220	161,11	0,75
45,40	220	159,03	0,75

Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN con pulpa al 25% en peso de sólido en la tubería de 102 mm					
dP (kgf/cm²)	dP (Pa)	Q (m³/h)	i_{exp} (Pa/m)	v (m/s)	Re
0,03999993	3923,9928	18,65	267,12	0,66	3683,48
0,06371656	6250,595	31,93	425,5	1,13	7469,66
0,06933201	6801,47	34,76	463	1,23	8871,6



0,08235984	8079,5	44,09	550	1,56	11404,21
0,13477064	13221	74,04	900	2,62	22995,41
0,15348879	15057,25	91,00	1025	3,22	30327,69
0,18718145	18362,5	107,67	1250	3,81	38097
0,19017635	18656,3	110,50	1270	3,91	39476,13
0,19242253	18876,65	113,32	1285	4,01	40854,66
0,2199996	21581,9604	117,56	1469,16	4,16	42922,4
0,25199864	24721,0665	121,52	1682,85	4,3	44854,9
0,27999949	27467,9496	124,34	1869,84	4,4	46306,13
0,31999941	31391,9424	125,76	2136,96	4,45	46995,39
0,383999	37670,3015	128,58	2564,35	4,55	48435,58
0,38725296	37989,5152	128,58	2586,08	4,55	48435,58



Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN con pulpa de cola al 25 % en la tubería de 102 mm			
N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m³/h)
17,03	57	44	18,65
23,35	58	35,8	31,98
22,30	59	32	34,76
24,75	59	28	44,09
26,28	60	18	74,04
30,35	61	17,2	91
31,64	62	15,4	107,67
31,54	63	15,2	110,5
32,26	63	15,16	113,32
32,81	64	15,1	117,56
33,43	64,5	15	121,52
33,94	65	15	124,34
34,10	65	14,9	125,76
34,14	65	14,59	128,58
34,33	65	14,67	128,58



Mediciones en el motor de 55 kW, 1250 rpm con la pulpa de cola al 25 % en la tubería de 102 mm			
P (kW)	U (V)	I (A)	Cos ϕ
29,88	220,00	140,18	0,56
40,26	220,00	179,29	0,59
37,80	220,00	157,65	0,63
41,95	220,00	172,23	0,64
43,79	220,00	147,52	0,78
49,76	220,00	157,52	0,83
51,03	220,00	155,90	0,86
50,06	220,00	152,94	0,86
51,20	220,00	156,43	0,86
51,27	220,00	156,63	0,86
51,83	220,00	158,35	0,86
52,22	220,00	159,54	0,86
52,47	220,00	158,45	0,87
52,53	220,00	158,63	0,87
52,81	220,00	159,50	0,87



Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN con la cola a 30% en peso de sólido en la tubería de 102 mm				
dP (kgf/cm²)	dP (Pa)	Q (m³/h)	i (Pa/m)	v (m/s)
0,07999985	7847,9856	18,09	534,24	0,64
0,11088629	10877,945	29,39	740,5	1,04
0,11999978	11771,9784	31,93	801,36	1,13
0,13999974	13733,9748	41,82	934,92	1,48
0,15999971	15695,9712	46,06	1068,48	1,63
0,17999967	17657,9676	55,95	1202,04	1,98
0,19999963	19619,964	65,56	1335,6	2,32
0,22007447	21589,3054	76,87	1469,66	2,72
0,24408461	23944,7	92,98	1630	3,29
0,27029001	26515,45	108,24	1805	3,83
0,27999949	27467,9496	111,91	1869,84	3,96
0,30399914	29822,3159	116,15	2030,11	4,11
0,31999941	31391,9424	118,97	2136,96	4,21
0,35999934	35315,9352	124,34	2404,08	4,4
0,35005027	34339,9316	128,02	2337,64	4,53

Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN con pulpa de cola al 30 % en el sistema Motor - Bomba



Centrífuga en la tubería de 102 mm.				
N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m³/h)	Z₀+RQ²
17,54	57	44,2	18,09	
24,84	58	39,2	29,39	
25,64	59	37,9	31,93	
26,59	59	30	41,82	
27,35	60	28,5	46,06	
31,77	61	27,7	55,95	
32,79	61,5	24,6	65,56	
33,18	61,7	21,3	76,87	
33,94	62	18,1	92,98	
34,32	62,3	15,8	108,24	
34,48	62,5	15,4	111,91	
35,04	63	15,2	116,15	
35,56	64	15,3	118,97	
36,00	64,6	14,96	124,34	
36,93	64,8	14,95	128,02	



Mediciones en el motor de 55 kW, 1250 rpm, con pulpa de cola al 30 % en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 102 mm.			
P (kW)	U (V)	I (A)	Cos φ
30,77	220,00	134,74	0,60
42,82	220,00	160,72	0,70
43,47	220,00	158,62	0,72
45,06	220,00	160,00	0,74
45,59	220,00	161,87	0,74
52,08	220,00	168,92	0,81
53,31	220,00	170,83	0,82
53,77	220,00	172,30	0,82
54,74	220,00	173,28	0,83
55,09	220,00	170,29	0,85
55,16	220,00	170,51	0,85
55,62	220,00	171,91	0,85
55,56	220,00	171,75	0,85
55,73	220,00	172,27	0,85
56,99	220,00	176,15	0,85

Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN de la cola a 40% en peso de sólido en la tubería de 102 mm



dP (kgf/cm ²)	dP (Pa)	Q (m ³ /h)	iexp (Pa/m)	v (m/s)
0,17969419	17628	36,17	1200	1,28
0,19481845	19111,69	41,82	1301	1,48
0,21413558	21006,7	47,48	1430	1,68
0,23959225	23504	54,54	1600	1,93
0,25456677	24973	61,32	1700	2,17
0,27002047	26489,008	66,98	1803,2	2,37
0,27702854	27176,5	72,63	1850	2,57
0,28526453	27984,45	81,11	1905	2,87
0,29949032	29380	86,76	2000	3,07
0,31895719	31289,7	94,95	2130	3,36
0,33123629	32494,28	97,78	2212	3,46
0,34561182	33904,52	103,43	2308	3,66
0,35938838	35256	110,50	2400	3,91
0,37443777	36732,345	114,74	2500,5	4,06
0,44938522	44084,69	117,56	3001	4,16



Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN con pulpa de cola al 40 % en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 102 mm.				
N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m³/h)	Zo+RQ²
27,04	55,00	28,50	36,17	
27,86	55,00	25,40	41,82	
28,74	56,00	23,50	47,48	
29,29	56,50	21,03	54,54	
29,80	57,00	19,20	61,32	
31,55	58,50	19,10	66,98	
32,16	59,00	18,11	72,63	
32,53	59,00	16,40	81,11	
33,79	60,00	16,20	86,76	
34,41	60,50	15,20	94,95	
34,04	60,50	14,60	97,78	
35,22	61,00	14,40	103,43	
36,25	62,00	14,10	110,50	
36,52	63,00	13,90	114,74	
37,10	63,40	13,87	117,56	



Mediciones en el motor de 55 kW, 1250 rpm con pulpa de cola al 40 % en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 102 mm.			
P (kW)	U (V)	I (A)	Cos phi
49,16	220,00	172,23	0,75
50,66	220,00	164,32	0,81
51,33	220,00	164,47	0,82
51,83	220,00	170,24	0,80
52,28	220,00	167,51	0,82
53,93	220,00	170,72	0,83
54,51	220,00	170,51	0,84
55,13	220,00	170,41	0,85
56,32	220,00	174,10	0,85
56,88	220,00	175,83	0,85
56,27	220,00	171,90	0,86
57,74	220,00	176,42	0,86
58,47	220,00	176,59	0,87
57,97	220,00	175,07	0,87
58,52	220,00	176,74	0,87



Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN cola a 45% en peso de sólido en la tubería de 102 mm				
dP (kgf/cm²)	dP (Pa)	Q (m³/h)	i exp(Pa/m)	v (m/s)
0,20215596	19831,5	39,00	1350	1,38
0,21263812	20859,8	41,82	1420	1,48
0,22461774	22035	46,06	1500	1,63
0,24333588	23871,25	51,72	1625	1,83
0,24502501	24036,9532	58,50	1636,28	2,07
0,27984974	27453,2596	64,15	1868,84	2,27
0,31999941	31391,9424	72,63	2136,96	2,57
0,34799277	34138,091	81,11	2323,9	2,87
0,36799873	36100,675	86,76	2457,5	3,07
0,39999927	39239,928	94,95	2671,2	3,36
0,43999919	43163,9208	104,84	2938,32	3,71
0,43999919	43163,9208	110,50	2938,32	3,91
0,47999912	47087,9136	114,74	3205,44	4,06
0,51999905	51011,9064	121,52	3472,56	4,3
0,55999897	54935,8992	124,34	3739,68	4,4



Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN con pulpa de cola al 45 % en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 102 mm.				
N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m3/h)	Zo+RQ2
28,14	53,00	30,32	31	
28,42	53,00	22,70	41,82	
29,26	53,70	21,50	46,06	
29,75	53,80	19,50	51,72	
29,86	54,00	17,37	58,5	
31,09	56,00	17,10	64,15	
32,18	57,30	16,00	72,63	
34,62	58,00	15,60	81,11	
34,77	59,40	15,00	86,76	
35,26	60,12	14,07	94,95	
35,22	60,46	12,80	104,84	
36,42	60,67	12,60	110,5	
36,74	61,45	12,40	114,74	
37,86	62,65	12,30	121,52	
38,27	63,41	12,30	124,34	



Mediciones del motor de 55 kW, 1250 rpm con pulpa de cola al 45 % en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 102 mm.			
P (kW)	U (V)	I (A)	Cos ϕ
53,10	220	168,09	0,83
53,63	220	167,75	0,84
54,50	220	168,45	0,85
55,29	220	172,96	0,84
55,30	220	172,97	0,84
55,51	220	173,63	0,84
56,17	220	173,62	0,85
59,69	220	172,34	0,91
58,53	220	172,80	0,89
58,65	220	181,31	0,85
58,26	220	168,21	0,91
60,03	220	169,58	0,93
59,79	220	176,52	0,89
60,43	220	176,42	0,9
60,36	220	176,21	0,9



Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN con pulpa de cola a 50% en peso de sólido en la tubería de 102 mm				
dP (kgf/cm²)	dP (Pa)	Q (m³/h)	iexp (Pa/m)	v (m/s)
0,19999963	19619,964	20,35	1335,6	0,72
0,23599987	23151,5869	29,39	1576,01	1,04
0,25999952	25505,9532	36,17	1736,28	1,28
0,27999949	27467,9496	46,63	1869,84	1,65
0,30799884	30214,6858	53,13	2056,82	1,88
0,35999934	35315,9352	57,37	2404,08	2,03
0,39199988	38455,1882	60,19	2617,78	2,13
0,41999923	41201,9244	64,15	2804,76	2,27
0,46799854	45910,657	68,39	3125,3	2,42
0,51999905	51011,9064	72,63	3472,56	2,57
0,55999897	54935,8992	76,87	3739,68	2,72
0,5999989	58859,892	82,52	4006,8	2,92
0,63999883	62783,8848	86,76	4273,92	3,07
0,68799964	67492,7643	91,00	4594,47	3,22
0,71999868	70631,8704	97,78	4808,16	3,46

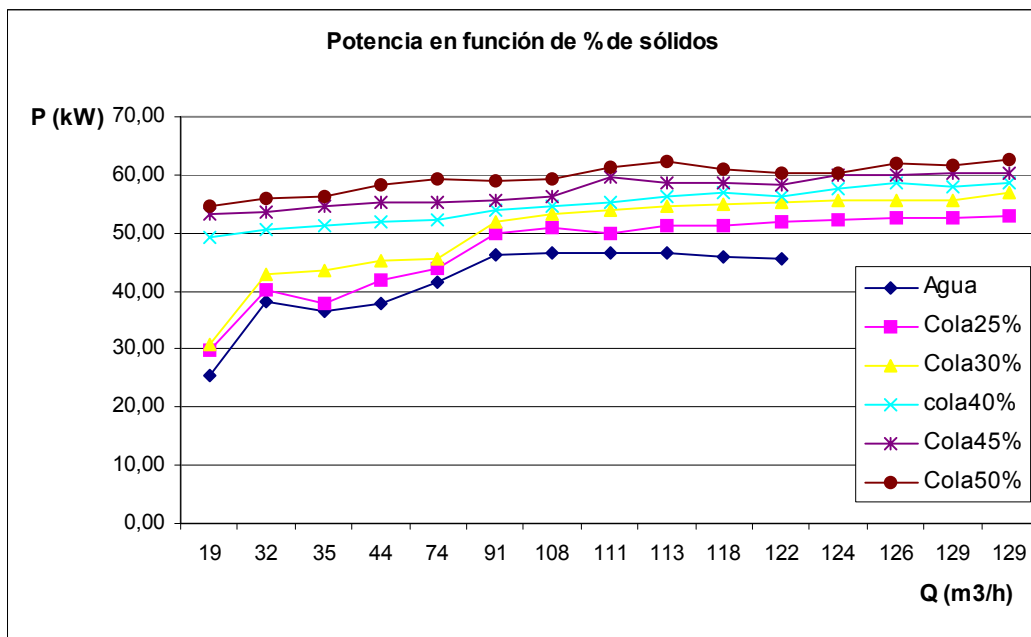
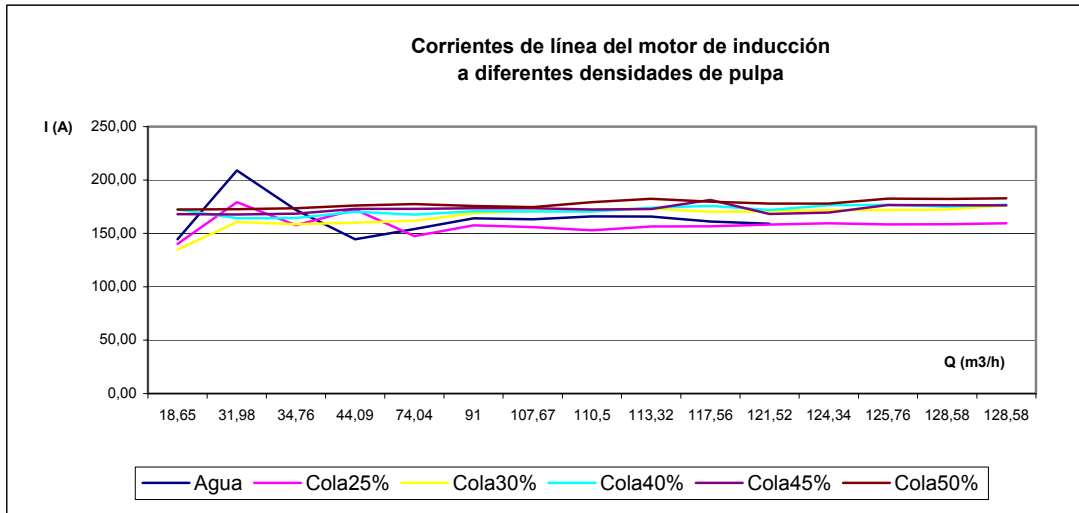


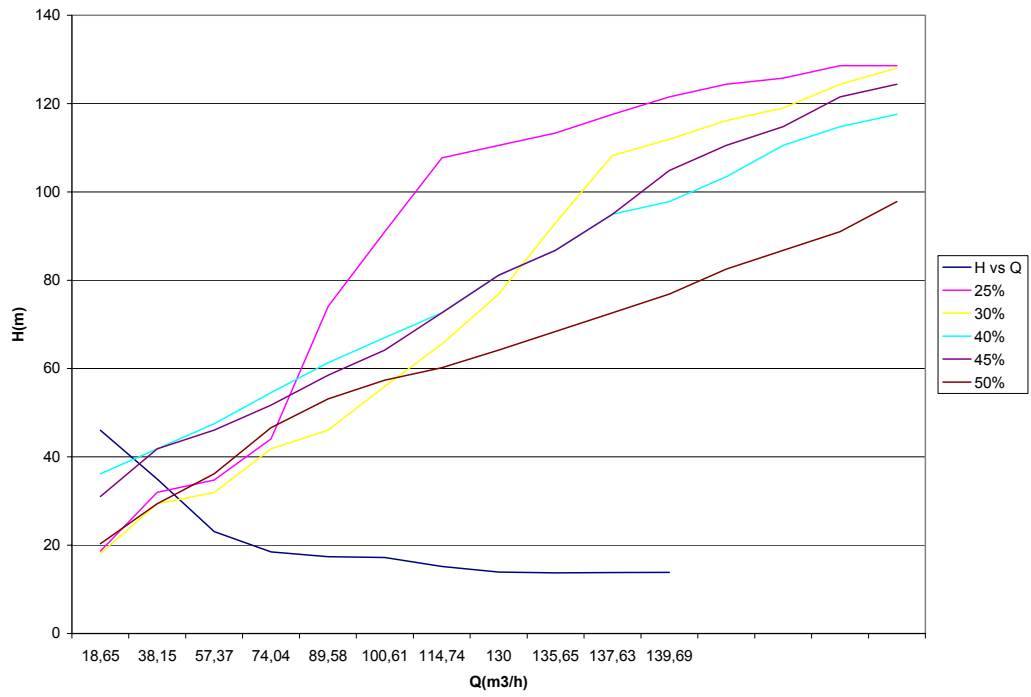
Mediciones en la bomba centrífuga WARMAN con pulpa de cola al 50 % en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 102 mm.			
N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m3/h)
28,31	52,00	42,98	20,35
29,47	52,80	31,46	29,39
30,05	53,50	26,41	36,17
31,36	53,80	21,50	46,63
32,08	54,00	19,37	53,13
32,93	56,00	19,10	57,37
33,89	57,30	19,17	60,19
35,68	58,10	19,20	64,15
36,46	58,40	18,50	68,39
35,98	59,12	17,40	72,63
36,40	60,36	16,98	76,87
36,58	60,67	15,98	82,52
37,97	61,45	15,98	86,76
38,71	62,75	15,86	91
39,71	63,41	15,30	97,78



Mediciones del motor de 55 kW, 1250 rpm con pulpa de cola al 50 % en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 102 mm.

P (kW)	U (V)	I (A)	Cos ϕ
54,44	220,00	172,34	0,83
55,82	220,00	172,55	0,85
56,17	220,00	173,63	0,85
58,30	220,00	176,06	0,87
59,40	220,00	177,35	0,88
58,81	220,00	175,59	0,88
59,15	220,00	174,62	0,89
61,41	220,00	179,28	0,9
62,44	220,00	182,28	0,9
60,86	220,00	179,66	0,89
60,30	220,00	178,01	0,89
60,30	220,00	178,01	0,89
61,80	220,00	182,43	0,89
61,69	220,00	182,12	0,89
62,62	220,00	182,82	0,9





**Anexo 2: Tabla de datos de la Tubería de 150 mm.**

Mediciones en la bomba WARMAN con agua en la tubería de 150 mm a T = 27°C				
dP (kgf/cm²)	dP (Pa)	Q (m³/h)	i (Pa/m)	v (m/s)
0,01834862	1800	10,81	120	0,17
0,02446483	2400	23,53	160	0,37
0,03363914	3300	33,06	220	0,52
0,03669725	3600	40,06	240	0,63
0,04281346	4200	55,95	280	0,88
0,05198777	5100	68,04	340	1,07
0,05810398	5700	82,02	380	1,29
0,06422018	6300	94,74	420	1,49
0,07033639	6900	108,73	460	1,71
0,07798165	7650	118,90	510	1,87
0,08333333	8175	129,71	545	2,04
0,09174312	9000	158,96	600	2,5
0,10703364	10500	241,62	700	3,8
0,13761468	13500	222,55	900	3,5
0,16819572	16500	241,62	1100	3,8



Mediciones en la bomba WARMAN con fluido de agua en la tubería de 150 mm.			
N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m³/h)
8,11	59	46	10,81
12,07	60	32	23,53
13,55	61	26	33,06
15,16	61	24	40,06
17,36	62	20	55,95
21,11	62	20	68,04
22,90	62	18	82,02
24,88	63	17,2	94,74
26,72	63	16,1	108,73
28,59	64	16	118,9
29,94	65	15,6	129,71
33,27	68	14,8	158,96
34,24	70	10,4	239,62
35,32	72	10,9	242,55
36,44	74	11,1	252,62



Mediciones del motor de 55 kW, 1250 rpm con bomba WARMAN de agua en la tubería de 150 mm.			
P (kW)	U (V)	I (A)	Cos φ
13,74	220	76,80	0,47
20,12	220	103,63	0,51
22,22	220	112,26	0,52
24,85	220	120,91	0,54
28,00	220	131,36	0,56
34,05	220	137,63	0,65
36,94	220	149,31	0,65
39,49	220	152,57	0,68
42,42	220	148,60	0,75
44,67	220	154,43	0,76
46,06	220	159,24	0,76
48,93	220	166,97	0,77
48,91	220	166,91	0,77
49,05	220	165,22	0,78
49,25	220	165,89	0,78

**Mediciones en la bomba WARMAN del fluido de pulpa de cola a 25% en peso de sólido en la tubería de 150 mm**

dP (kgf/cm ²)	dP (Pa)	Q (m ³ /h)	iexp (Pa/m)	v (m/s)
0,03119266	3060	13,99	204	0,22
0,03440367	3375	17,80	225	0,28
0,03990826	3915	22,25	261	0,35
0,05	4905	30,52	327	0,48
0,05504587	5400	36,24	360	0,57
0,06269113	6150	41,97	410	0,66
0,06880734	6750	47,05	450	0,74
0,07186544	7050	52,78	470	0,83
0,07798165	7650	58,50	510	0,92
0,08409786	8250	63,59	550	1
0,09174312	9000	72,49	600	1,14
0,09785933	9600	93,47	640	1,47
0,10825688	10620	97,92	708	1,54
0,12232416	12000	139,89	800	2,2
0,12996942	12750	152,60	850	2,4



Mediciones en la bomba WARMAN con fluido de pulpa con 30 % de sólidos del sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 150 mm.

N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m³/h)
10,21	58	46	13,39
13,29	59	45,8	17,8
14,96	60	41,95	22,25
18,61	60	38	30,55
20,00	61	35	36,24
23,16	61	35	41,97
23,74	61	32	47,05
25,75	62	31,45	52,78
27,41	62	30,2	58,5
29,00	63	29,87	63,59
30,07	64	27,6	72,49
35,02	67	26,1	93,47
35,90	69	26,3	97,92
37,71	71	19,9	139,89
39,20	73	19,5	152,6



Mediciones del motor de 55 kW bomba WARMAN con fluido de pulpa con 30 % de sólidos del sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 150 mm.			
P (kW)	U (V)	I (A)	Cos φ
17,61	220	79,77	0,58
22,52	220	100,31	0,59
24,94	220	126,00	0,52
31,01	220	138,11	0,59
32,78	220	148,51	0,58
37,97	220	166,26	0,6
38,92	220	170,41	0,6
41,53	220	151,56	0,72
44,20	220	156,95	0,74
46,03	220	165,66	0,73
46,98	220	169,08	0,73
52,27	220	167,47	0,82
52,02	220	166,69	0,82
53,11	220	168,13	0,83
53,70	220	170,01	0,83



Mediciones en el fluido con la bomba WARMAN de la pulpa de cola a 30% en peso de sólido en la tubería de 150 mm a T = 27°C				
dP (kgf/cm²)	dP (Pa)	Q (m³/h)	i_{exp} (Pa/m)	v (m/s)
0,04	3924	10,81	261,6	0,17
0,06	5886	23,53	392,4	0,37
0,07	6867	33,06	457,8	0,52
0,08	7848	40,06	523,2	0,63
0,09	8829	55,95	588,6	0,88
0,10	9811,5	68,04	654,1	1,07
0,12	11772	82,02	784,8	1,29
0,13	12753	94,74	850,2	1,49
0,14	13734	108,73	915,6	1,71
0,15	14716,5	118,90	981,1	1,87
0,16	15696	129,71	1046,4	2,04
0,17	16677	136,71	1111,8	2,15
0,18	17658	139,89	1177,2	2,2
0,2	19620	139,89	1308	2,2
0,22	21582	139,89	1438,8	2,2



Mediciones en la bomba WARMAN con fluido de cola a 30 % de sólido en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 150 mm.				
N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m³/h)	Zo+RQ²
10,58	58	59	10,81	
13,81	59	36	23,53	
16,96	60	32	33,06	
20,55	60	32	40,06	
22,94	61	26	55,95	
25,75	61	24	68,04	
25,86	61	20	82,02	
26,75	62	18,2	94,74	
28,84	62	17,1	108,73	
30,86	63	17	118,9	
33,14	64	17	129,71	
35,38	67	16,8	146,71	
36,55	69	16,4	159,89	
37,71	71	16,1	172,89	
40,26	73	15,6	195,89	



Mediciones en el motor de 55 kW, 1250 rpm con fluido de cola a 30 % de sólido en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 150 mm.

P (kW)	U (V)	I (A)	Cos φ
18,23	220	104,15	0,46
23,40	220	97,61	0,63
28,26	220	117,87	0,63
34,25	220	142,83	0,63
37,60	220	154,36	0,64
42,21	220	163,08	0,68
42,40	220	159,14	0,7
43,14	220	161,93	0,7
46,52	220	167,43	0,73
48,98	220	171,59	0,75
51,78	220	170,05	0,8
52,81	220	167,16	0,83
52,97	220	167,68	0,83
53,11	220	166,11	0,84
55,15	220	170,48	0,85



Mediciones en la bomba WARMAN con pulpa de cola a 40% en peso de sólido en la tubería de 150 mm a T = 27°C				
dP (kgf/cm²)	dP (Pa)	Q (m³/h)	iexp (Pa/m)	v (m/s)
0,10397554	10200	52,78	680	0,83
0,10703364	10500	58,50	700	0,92
0,1146789	11250	66,13	750	1,04
0,12232416	12000	76,30	800	1,2
0,13302752	13050	83,93	870	1,32
0,15	14715	96,01	981	1,51
0,17	16677	101,74	1111,8	1,6
0,18195719	17850	104,92	1190	1,65
0,21712538	21300	121,45	1420	1,91
0,27	26487	144,97	1765,8	2,28
0,29	28449	150,70	1896,6	2,37
0,31	30411	156,42	2027,4	2,46
0,33	32373	162,14	2158,2	2,55
0,38073394	37350	170,41	2490	2,68
0,39	38259	174,22	2550,6	2,74



Mediciones en la bomba WARMAN con fluido de cola a 40 % de sólido en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 150 mm.			
N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m³/h)
24,51	58	28	52,78
26,13	59	27,4	58,5
27,56	60	26	66,13
27,73	60	22,67	76,3
28,32	61	21,4	83,93
28,79	61	19	96,1
29,84	61	18,6	101,74
30,53	62	18,76	104,92
32,22	62	17,1	121,45
34,30	63	15,5	144,97
35,33	64	15,6	150,7
37,03	67	15,5	166,42
39,10	69	15,4	182,14
41,05	71	15,35	197,41
41,30	73	15,35	204,22



Mediciones en el motor de 55 kW con la bomba WARMAN en fluido de cola a 40 % de sólido en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 150 mm.			
P (kW)	U (V)	I (A)	Cos φ
42,25	220	146,07	0,76
44,29	220	151,12	0,77
45,93	220	149,00	0,81
46,21	220	151,77	0,8
46,42	220	148,75	0,82
47,19	220	153,08	0,81
48,91	220	160,64	0,8
49,25	220	163,79	0,79
51,96	220	168,55	0,81
54,45	220	168,31	0,85
55,20	220	170,63	0,85
55,27	220	170,83	0,85
56,66	220	173,11	0,86
57,81	220	176,63	0,86
56,58	220	172,85	0,86



Mediciones en la bomba WARMAN con pulpa de cola a 45% en peso de sólido en la tubería de 150 mm a T = 27°C				
dP (kgf/cm²)	dP (Pa)	Q (m³/h)	iexp (Pa/m)	v (m/s)
0,11	11700	37,52	780	0,59
0,13	12900	41,97	860	0,66
0,13	13650	47,05	910	0,74
0,15	14850	52,78	990	0,83
0,17	17400	61,04	1160	0,96
0,19	18639	66,76	1242,6	1,05
0,21	20601	69,31	1373,4	1,09
0,23	22563	80,75	1504,2	1,27
0,25	24525	83,93	1635	1,32
0,28	27468	89,02	1831,2	1,4
0,3	29430	94,74	1962	1,49
0,32	31392	97,92	2092,8	1,54
0,35	34335	103,01	2289	1,62
0,41	40221	108,73	2681,4	1,71
0,45	44146,5	122,72	2943,1	1,93



Mediciones en la bomba WARMAN con fluido de cola a 45 % de sólido en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 150 mm.

N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m³/h)
25,32	57	40	37,52
26,72	58	38,4	41,97
27,61	59	36	47,05
28,11	59	32,67	52,78
30,72	60	31,4	61,04
31,03	60	29	66,76
31,33	60	28,2	69,31
33,36	61	26,2	80,75
33,40	61	25,24	83,93
34,72	62	25,14	89,02
36,02	63	25,44	92,74
36,50	66	25,58	97,92
38,70	68	25,4	107,73
39,88	70	25,52	113,73
41,39	72	25,25	122,72



**Mediciones del motor de 55 kW en la bomba
WARMAN con fluido de cola a 45 % de sólido en el
sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de
150 mm.**

P (kW)	U (V)	I (A)	Cos φ
44,43	220	153,59	0,76
46,08	220	157,23	0,77
46,80	220	159,69	0,77
47,64	220	160,48	0,78
51,20	220	164,07	0,82
51,72	220	165,73	0,82
52,22	220	165,30	0,83
54,68	220	171,04	0,84
54,75	220	171,26	0,84
55,99	220	173,08	0,85
57,17	220	176,72	0,85
55,30	220	170,95	0,85
56,91	220	175,93	0,85
56,97	220	176,09	0,85
57,49	220	171,64	0,88



Mediciones en la bomba WARMAN con pulpa de la cola a 50% en peso de sólido en la tubería de 150 mm a T = 27°C				
dP (kgf/cm²)	dP (Pa)	Q (m³/h)	i_{exp} (Pa/m)	v (m/s)
0,11	11250	23,53	750	0,37
0,14	14250	36,24	950	0,57
0,17	17250	49,60	1150	0,78
0,18	17700	55,95	1180	0,88
0,20	20550	61,04	1370	0,96
0,22	21900	66,76	1460	1,05
0,25	24750	72,49	1650	1,14
0,28	27468	78,21	1831,2	1,23
0,3	29430	82,02	1962	1,29
0,33	32373	82,66	2158,2	1,3
0,35	34335	92,20	2289	1,45
0,38	37800	96,01	2520	1,51
0,42	41850	101,74	2790	1,6
0,48	47250	108,73	3150	1,71
0,53	52500	113,18	3500	1,78



Mediciones en la bomba WARMAN con fluido de cola a 50 % de sólido en el sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de 150 mm.			
N (kW)	Rend (%)	H (m)	Q (m³/h)
26,27	56	65	23,53
28,98	57	47,4	36,24
29,61	58	36	49,6
30,31	58	32,67	55,95
31,24	59	31,4	61,04
31,56	59	29	66,76
33,32	59	28,2	72,49
34,60	60	27,6	78,21
34,50	60	26,24	82,02
35,58	61	26,04	86,66
36,20	62	25,31	92,2
37,97	65	25,73	99,73
41,30	67	25,98	110,74
42,00	69	25,38	118,73
41,45	71	25,25	121,18



**Mediciones en el motor de 55 kW con bomba
WARMAN con fluido de cola a 50 % de sólido en el
sistema Motor - Bomba Centrífuga en la tubería de
150 mm.**

P (kW)	U (V)	I (A)	Cos φ
46,91	220	262,22	0,47
50,85	220	171,29	0,78
51,05	220	165,59	0,81
52,26	220	161,54	0,85
52,96	220	169,68	0,82
53,49	220	169,33	0,83
56,48	220	172,55	0,86
57,67	220	176,19	0,86
57,50	220	175,66	0,86
58,33	220	174,15	0,88
58,39	220	174,32	0,88
58,41	220	170,53	0,9
61,64	220	179,95	0,9
60,87	220	175,76	0,91
58,38	220	170,42	0,9

