



REPUBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO DE MOA
“DR. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”
FACULTAD METALURGIA ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

Trabajo de Diploma

En opción al título de Ingeniero

Mecánico

Evaluación del sistema de bombeo de pulpa carbonato amoniacal de la empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”.

Autor: Luis Raymond Terry

Tutores: Ms. C. Olga Pérez Maliuk

Ms. C. Marjoris Utria Jiménez

2016-2017

Año 59 de la Revolución

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: Luis Raymond Terry, autor del presente trabajo de diploma y tutores Ms. C. Marjoris Utria Jiménez y el Ms. C. Olga Pérez Maliuk declaramos la propiedad intelectual del mismo al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa Dr. Antonio Núñez Jiménez para que esta entidad disponga de su uso cuando estime conveniente.

Luis Raymond Terry

Ms. C. Olga Pérez Maliuk

Ms. C. Marjoris Utria Jiménez

Pensamiento

*A todas las personas que han pasado por mi vida,
gracias a ellas soy quien soy y hago lo que hago.*

Anónimo

Agradecimientos

La culminación de la carrera de Ingeniero Mecánico con la realización de esta tesis profesional, ha estado llena de retos y logros, pero he sido afortunado al estar siempre acompañado por las personas que amo y que me han acompañado en este recorrido, sin olvidar a las que con su apoyo han sido parte de mi formación profesional. Y es a todos ellos a los que hoy les dedico esta tesis.

A mis abuelos, a mi tutora, a mis amigos, a mis profesores, y al centro por acogerme entre sus aulas y hacerme parte de esta gran institución.

A mis amigos Juan Manuel Reyes Gómez, Javier Carballo, Geiser Góngora, Luis Miguel Cuba, Miguel A. Guerra, Alejandro Mendoza, Livan Viñales, Yoelvis Pereda, Santiago Tejeda, Ernesto Díaz, Javier Velásquez, Elíoiqui (Pochi), Héctor Moisés, Roilberto Lambert y demás.

Dedicatoria

Este trabajo está dedicado en especial a dos personas las cuales son el regalo más grande que me ha dado la vida mi abuela y abuelo, a mi hermano, a toda mi familia que en todo momento me apoyaron, a mis compañeros de aula y a todas aquellas personas que en algún momento de mi vida compartimos momentos inolvidables.

Gracias.

Resumen

En el presente trabajo se realiza un estudio acerca de las aplicaciones del transporte hidráulico, propiedades de los fluidos, modelos reológicos, balance de energía mecánica y las leyes de semejanza. Al mismo tiempo se evaluó la instalación existente de transporte de pulpa de la segunda etapa de sedimentación y de lixiviación con bomba Warman 6/4, en la planta de Lixiviación y lavado de la empresa “Ernesto Ché Guevara”. Realizándose los cálculos de los parámetros fundamentales operacionales del sistema que son la presión de descarga y el caudal requerido. También se elabora la valoración económica obteniéndose como resultados para la transportación de un m^3 de pulpa un gasto por consumo de energía de 3 706,09 CUC y el costo de transportación es equivalente a 1,11 CUC/ m^3 . Se seleccionó un variador de velocidad modelo SD70250552 que cumple con las exigencias del accionamiento (motor-transmisión-bomba), por último se analiza el impacto medio ambiental, elemento importante para la realización de cualquier proyecto.

Summary

In the present work was made a study about the applications of hydraulic transport, fluid properties, rheological models, mechanical energy balance and similarity laws. At the same time, the existing pulp transportation system of the second stage of sedimentation and leaching with Warman 6/4 pump was evaluated in the leaching and washing plant of the company "Ernesto Ché Guevara". The calculations of the fundamental operational parameters of the system, which are the discharge pressure and the required flow rate were done. The economic valuation was also elaborated obtaining as results for the transportation of a m^3 of slurry an expense by energy consumption of 3,706.09 CUC and the cost of transportation is equivalent to 1,11 CUC/ m^3 . A speed variation model SD70250552 was selected that meets the requirements of the drive (motor-transmission-pump), finally the environmental impact was analyzed, an important element for the realization of any project.

ÍNDICE

Introducción.....	1
CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO.....	1
1.1. Introducción.....	1
1.2. Análisis y aplicación del transporte hidráulico	1
1.3. Descripción del proceso tecnológico de la planta de lixiviación y lavado ...	3
1.3.1. Descripción de la instalación objeto de estudio	5
1.4. Trabajos precedentes.....	5
1.5. Propiedades de los fluidos	7
1.6. Clasificación reológica de los fluidos.....	10
1.6.1. Modelos Reológicos	11
1.6.2. Modelo de Oswald de Waele	12
1.6.3. Modelo de Bingham.....	12
1.6.4. Modelo de Bulkley – Herschell	13
1.7. Ecuación de balance de energía mecánica.....	13
1.8. Expresiones para el cálculo de las perdidas por fricción, en tuberías circulares rectas.....	14
1.9. Conexión en serie	16
1.10. Conexión en paralelo	16
1.11. Carga	16
1.12. Cavitación	17
1.13. Conclusiones del capítulo 1	17
CAPÍTULO 2: MATERIALES Y MÉTODOS	18
2.1. Introducción.....	18

2.2. Materiales empleados	18
2.3. Propiedades físico-mecánicas de la pulpa a transportar	19
2.4. Características del sistema de tubería objeto de estudio	19
2.5. Modelo reológico	19
2.6. Metodología de cálculo de la instalación	20
2.6.1. Área de la sección de la tubería	20
2.6.2. El número de Reynolds (Re)	20
2.6.3. Factor de fricción o fanning	20
2.6.4. Velocidad del fluido	21
2.6.5. Determinación del flujo para una conexión de 4 bombas en paralelo	21
2.6.6. Leyes de Semejanzas	21
2.7. Cálculo de las pérdidas totales en las tuberías	27
2.7.1. Cavitación	30
2.8. Cálculo del Balance energético de la Bomba centrífuga	31
2.9. Selección de un variador de velocidad para satisfacer la necesidad de trasiego	32
2.9.1. Cálculo del convertidor	35
2.9.2. Selección de los variadores de velocidad por Power Electronics (SDRIVE 700)	36
2.10. Metodología de Cálculo para la Valoración Económica	37
2.11. Conclusión del capítulo 2	37
CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS, VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO MEDIOAMBIENTAL	39
3.1. Introducción	39
3.2. Leyes de Semejanzas	42

3.3. Condición de ausencia de cavitación	43
3.4. Selección del variador de velocidad	43
3.5. Resultados del balance energético y rendimiento	44
3.6. Valoración económica	44
3.7. Impacto medio ambiental	44
CONCLUSIONES GENERALES	46
RECOMENDACIONES	47
Bibliografía	48
ANEXOS	50

INTRODUCCIÓN

El objetivo esencial de la industria del níquel cubano es el incremento de la producción de los productos de Ni + Co, trabajando por su diversificación para lograr mejores precios y consolidar el prestigio de Cuba en ese importante renglón de la economía nacional. Actualmente Cuba produce sulfuro de Ni y Co con un 50 % de Ni y 4,5 % de Co, níquel sinterizado con un 86 % de Ni, óxido de níquel en polvo y níquel granular y nodular con un 76 % de pureza.

Una de las formas para hacer cumplir este objetivo lo constituye el perfeccionamiento y aplicación de nuevas tecnologías para la transportación racional de las reservas minerales existentes y a su vez, el estudio y aplicación de un sistema de hidrotransporte de las colas que garantice la producción continúa con alta productividad.

En la empresa Comandante Ernesto Che Guevara (ECG) existe una instalación industrial de transporte de la pulpa en la planta de lixiviación y lavado que es la caja de transferencia de la segunda etapa de cimentación. Se ha comprobado que en la explotación de esta instalación se presenta un problema técnico fundamental que se debe destacar; el cual es el desconocimiento de varios de sus parámetros de trabajo para la correcta explotación de la misma.

El problema indica la necesidad de hacer un estudio que permita determinar una metodología racional para determinar los parámetros de hidrotransporte de la pulpa en el proceso carbonato amoniacal, las expresiones conocidas para el cálculo de los parámetros hidráulicos que se encuentran en la literatura han sido obtenidas para condiciones específicas y no se recomienda su aplicación en otras condiciones.

Situación problemática:

La planta de lixiviación y lavado de la empresa ECG presenta dificultades en el trasiego de la pulpa carbonato-amoniaca, debido a que el flujo trasegado es insuficiente. Esta planta necesita entre 900 m³/h y 1000 m³/h para garantizar la eficiencia del proceso; que con las bombas instaladas no se logra, lo cual

disminuye la capacidad de producción de la planta que incide en la disminución de mineral procesado por hora de trabajo. Esto causa la ineficiencia del sistema y aumenta los costos de producción.

Problema: Insuficiencia en el trasiego en el sistema de bombeo de pulpa carbonato-amoniaco, provocados por el desconocimiento de algunos parámetros de trabajo de la instalación.

Objeto de estudio:

Caja de transferencia de la instalación perteneciente a la segunda etapa de sedimentación, con bombas Warman 6/4.

Campo de acción:

Eficiencia del sistema de bombeo de pulpa carbonato-amoniaco de la planta de lixiviación y lavado de la empresa ECG.

Objetivo General:

Evaluar el sistema de bombeo de la pulpa carbonato-amoniaco de la planta de lixiviación y lavado de la empresa ECG.

Objetivos Específicos:

1. Realizar mediciones de los principales parámetros del sistema de la pulpa carbonato-amoniaco de la planta de lixiviación y lavado de la empresa ECG.
2. Evaluar la eficiencia del sistema de bombeo.
3. Determinar los parámetros de operación actuales del sistema de bombeo de la pulpa carbonato-amoniaco de la planta y su incidencia en los costos de producción.

Hipótesis:

Mediante la evaluación del sistema de bombeo de la pulpa carbonato-amoniaco de la planta de lixiviación y lavado de la empresa ECG se podrá determinar la incidencia de los parámetros de operación, actuales, del sistema de bombeo; en el rendimiento y eficiencia de la instalación.

Tareas de la investigación:

1. Búsqueda Bibliográfica sobre el hidrotransporte de fluidos no newtonianos.
2. Análisis de las propiedades de la cola para el hidrotransporte.
3. Metodología para cálculo de los parámetros adecuados de trabajo del sistema.
4. Valoración económica e impacto medio ambiental.

CAPÍTULO 1: MARCO TEÓRICO

1.1. Introducción

El transporte hidráulico consiste en el traslado de las partículas del mineral suspendas en un flujo de agua a través de una tubería o canal; este tiene una gran aplicación en la industria, en el laboreo de minas, además en la industria metalúrgica tiene efectividad para la transportación de concentrados de materiales no ferrosos, carbón y materias primas hacia plantas metalúrgicas y puertos marítimos.

En este capítulo se establece como **objetivo:** realizar una fundamentación sobre los aspectos teóricos-tecnológicos relacionados con la teoría general de la hidráulica, en el proceso de lixiviación carbonato amoniacal describir la instalación que será objeto de estudio y a partir de resultados obtenidos en otras investigaciones demostrar los problemas científicos experimentales que serán resueltos en el presente trabajo.

1.2. Análisis y aplicación del transporte hidráulico

Arévalo, (2008) plantea que alcanzar la fiabilidad y rendimiento óptimo en el transporte de materiales, hidromezclas, gases, líquidos puros y otros, se hallará siempre en la máxima prioridad del hombre en la búsqueda de una forma de traslado (transporte) más rápido y efectivo, con la garantía de bajos costos, alta productividad, máxima seguridad operacional y bajo peligro ambiental.

El principio de acción del transporte hidráulico, consiste en el desplazamiento de cargas sólidas suspendidas en flujo de agua o de mezclas con partículas muy finas en suspensión, por extensión en cualquier otro líquido.

La mezcla de líquido con partículas insolubles se le denomina pulpa. Mediante el transporte hidráulico se puede transportar sólidos no microscópicos. Se emplean en distancias pequeñas, medias y grandes. En pequeñas distancias se emplean para el transporte interno de fábrica de la industria minero metalúrgica, tanto en diferentes procesos tecnológicos como el transporte de pulpa y de colas. Como transporte externo se utiliza a presión en el acarreo de colas, como gravedad. Se

emplean en las minas a cielo abierto para el transporte de escombros en el destape, tanto desde las minas, como hasta termoeléctricas a largas distancias, respectivamente.

Este tipo de transporte es especialmente efectivo en el acarreo de arenas.

Tiene gran aplicación en la industria, en el laboreo de industria a cielo abierto, para la mecanización de los procesos de extracción y elaboración de materias primas, traslado y deposición de los escombros de rocas estériles y las colas del material beneficiado.

En la industria metalúrgica tiene efectividad para la transportación de concentración de metales no ferrosos, aleaciones alcalinas y escorias de los hornos de aleaciones fundidas, carbón, materias primas y concentrados hasta las plantas metalúrgicas, centrales eléctricas y puertos marítimos.

La primera aplicación reportada de este sistema se registra durante la fiebre de oro en California en 1850, posteriormente en 1889, fue patentada en Estados Unidos un sistema de transporte hidráulico de sólidos. El primer estudio académico fue elaborado por Nora Blatch en 1906 y la primera aplicación de transporte por tubería se realizó en Inglaterra en 1914. Durante la década de los años 60 y 70 hubo un gran desarrollo técnico y académico de la tecnología, hasta que en 1986 surgieron las normas de transporte de pulpas (ANSI, ASME B31.1).

Las grandes compañías mineras que tienen operaciones en altura son los principales usuarios de este sistema de transporte de pulpa a larga distancia por medio de tuberías. Los mineroductos representan una tecnología garantizada para la mayoría de los productos mineros (mineral, relaves, y concentrados), con bajos costos efectivos, alta productividad y bajo riesgo ambiental.

El concentrado más grande de Sudamérica se inauguró en 1982, en Brasil. Sin embargo, el primero que se construyó fue el de la división Salvador de la estatal Chilena Codelco, en 1959 en Perú, el primero fue el de Iscayruz, en 1996 y en Argentina, el de baja Alumbrera, en 1997.

En un país como Chile este sistema es utilizado en la actualidad por los mineros Escondidos, Collahuasi, Los Pelambres, Disputada, Andina.

El mineroducto alumbraera, entre la provincia de Catamarca y Tucumán en el noreste de Argentina, es un sistema de transporte concentrado de cobre por tubería con una longitud total de 113 Km que opera desde 1997.

El transporte por tubería no sólo se aplica a nivel internacional, también en Cuba se utiliza, así por ejemplo en las industrias níquelíferas; en la fábrica Comandante Pedro Sotro Alba se utiliza para el transporte de pulpas lateríticas por gravedad y a presión. En la empresa (ECG) encontramos un caso particular; el sistema de bombeo de cola inaugurado en 1986.

1.3. Descripción del proceso tecnológico de la planta de lixiviación y lavado

El objetivo de la planta de lixiviación y lavado es lixiviar o extraer la mayor cantidad de Ni del mineral reducido utilizando para ello el licor amoniacal, exigiéndose para ello la menor cantidad de pérdidas de Ni y amoniaco durante el proceso. Este proceso se realiza utilizando como sustancia disolvente una solución de hidróxido y carbonato de amonio y como agente extraente el oxígeno, el cual se le inyecta a la pulpa mediante aire de baja presión en los turboaeradores. El proceso ocurre en tres series de lixiviación, de tres etapas cada una y en dos series de lavado de cinco etapas.

Con el objetivo de recuperar la cantidad de amoniaco evaporado en el proceso de lixiviación y lavado existe un sistema que interconecta los turboaeradores y sedimentadores en líneas de succión que por medio de ventiladores los gases son obligados a pasar por torres de absorción, obteniéndose un licor débil amoniacal.

La separación de los licores y la pulpa se lleva a cabo mediante un proceso de decantación y a contracorriente, o sea, el sólido entra en forma de pulpa por los tanques de contacto y es bombeada a un distribuidor que la distribuye a la I etapa de lixiviación de cada serie, luego se lixivia en una II y III etapas todas formadas por turboaeradores y sedimentadores. En la descarga de los últimos turboaeradores de cada serie se encuentra un electroimán con el objetivo de

magnetizar las partículas de Fe y formar flóculos para aumentar la velocidad de sedimentación, pasando luego a la separación de fases en los sedimentadores de cada etapa. Los sólidos se sedimentan formando una pulpa que es movida por los brazos del sedimentador hacia el centro del mismo donde es succionada por bombas y enviada a la siguiente etapa.

La pulpa en su recorrido es enviada mediante un distribuidor a las dos series de Lavado, esta pulpa es floculada para aumentar la velocidad sedimentación; efectuándose en cada sedimentador la separación del líquido y el sólido, el reboso obtenido de los sedimentadores de la I etapa de lavado es bombeado a los sedimentadores de la III etapa de lixiviación y la pulpa del fondo de estos sedimentadores (I etapa de Lavado) es enviada al resto de las etapas sucesivamente hasta llegar a la quinta y última que es la que envía la pulpa a los tanques de almacenaje de cola para luego ser bombeado a la planta de Recuperación de Amoniacó.

Los licores viajan en sentido contrario al del sólido, desde la última y penúltima etapas de lavado (inyección de licor débil amoniacal obtenido en las torres de absorción y de licor fresco amoniacal respectivamente) hasta la I etapa de lixiviación obteniéndose el licor producto final rico en Ni y Co y enviándose parte del mismo a la planta de Recuperación de Amoniacó y Cobalto y el resto conjuntamente con licores de II etapa se envía a los enfriadores para disminuir su temperatura y ser utilizado como licor de recirculación a las canales de contacto

Para una mejor comprensión del proceso la planta se divide en 5 partes fundamentales:

1. Tanques de contacto.
2. Lixiviación
3. Lavado
4. Enfriadores de licor
5. Torres de absorción

1.3.1. Descripción de la instalación objeto de estudio

La pulpa de la primera etapa de lixiviación procedente de los TA del 113 al 119 (A,B y C) por gravedad se dirigen a la caja de transferencia 139 objeto de estudio (figura 1.1), la cual mediante cuatro bombas centrífugas modelo Warman 6/4, enumeradas 139 (A,B,C y D) generalmente solo tres en trabajo y una de reserva, trasiega la pulpa al distribuidor 138 (A o B) según el que este en operación el cual descarga al SD 109 A de primera etapa de sedimentación .

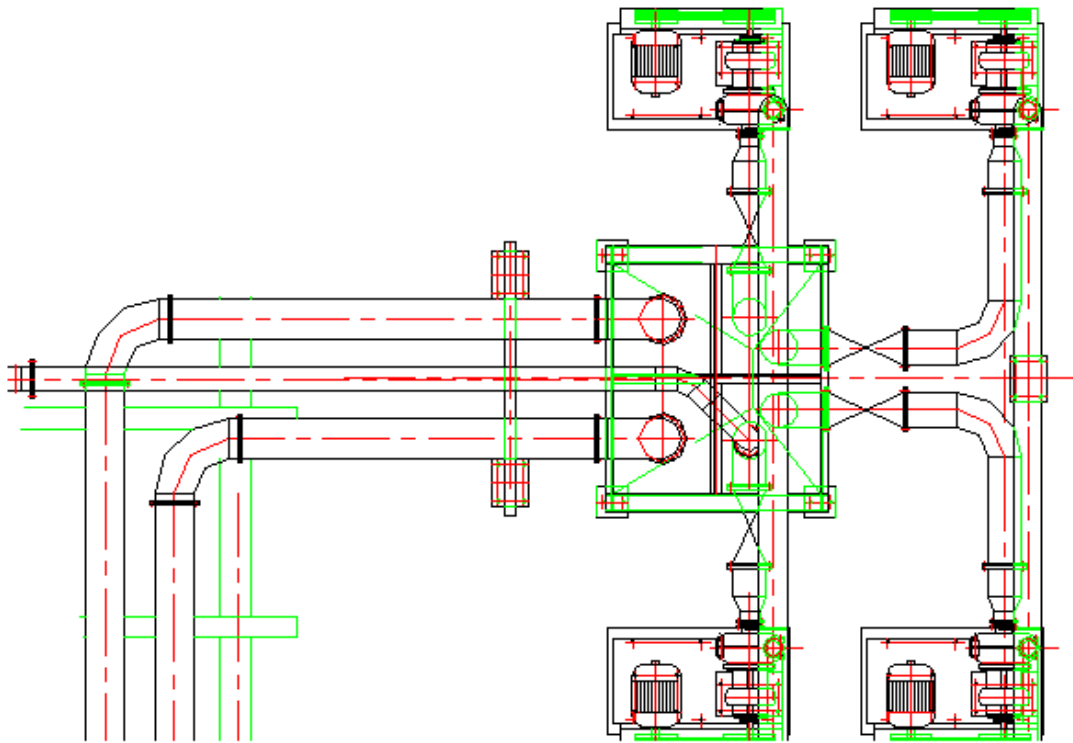


Figura 1.1. Esquema de la caja de transferencia 139 (Vista superior)

1.4. Trabajos precedentes

Un importante aporte fue dado por Welty (1976); Bandala (2001), al efectuar una evaluación en una tubería recta en la que el flujo es del tipo laminar o viscoso, donde plantean que la resistencia se origina por el esfuerzo tangencial o cortante de la viscosidad entre las láminas o capas adyacentes y entre las partículas que se mueven en recorridos paralelos con diferentes velocidades y además en la pared de la tubería las partículas se adhieren a ella y no tienen movimiento. Tanto

las láminas como las partículas en movimiento en la tubería, están sujetas a un esfuerzo cortante viscoso que disminuye y la aproximan al centro de la tubería, por lo que la variación de la velocidad a través de la succión, está totalmente determinado por el esfuerzo viscoso entre las capas.

Aportaron considerablemente los trabajos de Nekrasov (1986), que aborda la temática relacionada con la teoría general de la hidráulica, en esta publicación existe una amplia conceptualización de las leyes y principios físicos relacionados con el transporte hidráulico y constituyen un pilar fundamental para la comprensión de la misma en sus más diversas formas, en este trabajo se exponen diferentes situaciones prácticas donde se vinculan los fenómenos de movimientos hidráulicos con los equipos e instalaciones existentes en las industrias metalúrgicas, así como, en otras empresas donde se aplica este método de transporte.

En los estudios realizados por García y Steffe (1987); Liu y Masliyah (1998) se subraya la importancia que tiene la consideración del esfuerzo de cedencia en la correcta predicción de las pérdidas de presión en la tubería; en este caso las predicciones del coeficiente de fricción se relacionaron con el índice de flujo, los números de Reynolds y Hedstrom.

Para el transporte de fluidos no newtonianos, los estudios existentes son limitados a casos muy específicos, donde diferentes factores han sido analizados. Un ejemplo de estos estudios es mostrado por Nakayama et al. (1980) con la determinación de las caídas de presión a través de una tubería. Se comprobó la presencia de valores altos en las pérdidas de energía atribuidos a la naturaleza del comportamiento no newtoniano del fluido.

Con frecuencia se requiere la transportación de flujos con propiedades no newtonianas, con un comportamiento pseudoplástico o características plásticas con la aparición de esfuerzos cortantes iniciales, en su movimiento por los dispositivos de transporte. En dependencia de las condiciones de operación, dichos flujos pueden ser laminares o turbulentos con diferentes influencias de las características reológicas según Darby (2002).

Los estudios precedentes dedicados al hidrotransporte, los que han servido de aporte a la comprensión de los métodos que describen el comportamiento del flujo de fluidos complejos en tuberías. Dentro de estos trabajos se destacan los resultados de Ivenski (1957); Iakovlev y Dalkov (1961); Pérez (1979) donde sobre la base de las investigaciones teóricas y experimentales, determinaron los parámetros y los regímenes racionales de hidrotransporte de diferentes minerales.

Resulta de gran importancia el estudio realizado por Estévez (2006), en la Planta de Recuperación de Amoniaco de la empresa (ECG), el cual hizo un cálculo verificativo y la propuesta de modificación de la instalación de bombeo de cola de dicha planta.

Arévalo (2008) evalúa un sistema de bombeo de pulpa carbonato-amoniaco en la Planta de Lixiviación y Lavado de la empresa (ECG).

1.5. Propiedades de los fluidos

Los fluidos son sustancias que se adaptan a la forma de los recipientes que los contienen. Cuando están en equilibrio no pueden soportar fuerza tangencial o cortante. Todos los fluidos son comprensibles en cierto grado y ofrecen poca resistencia a los cambios de forma.

Densidad de un fluido:

La densidad de un fluido de una sustancia se define como su masa por unidad de volumen.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1.1)$$

La unidad de medida en el S.I. de unidades es kg/m^3 , también se utiliza frecuentemente g/cm^3 .

Peso específico:

Peso específico se define como su peso por unidad de volumen, se encuentra relacionado con la densidad por:

$$\gamma = \rho \cdot g \quad (1.2)$$

En los líquidos puede considerarse constante para las variaciones ordinarias de presión.

Se puede calcular a través de la ecuación de estado de los gases

$PV = nRT$ como:

$$P = \rho \cdot R \cdot T$$

$$\gamma = \frac{P \cdot g}{R \cdot T} \quad (1.3)$$

Volumen específico:

Es el volumen por unidad de masa y es por lo tanto el recíproco de la densidad.

$$V = \frac{1}{\rho} \quad (1.4)$$

Gravedad específica:

Se suele designar como SG y se define como la relación de la densidad del fluido entre la densidad del agua a una temperatura dada. Normalmente esa temperatura es 4 °C, y a esta temperatura la densidad del agua es 1000kg/m³.

$$SG = \frac{\rho}{\rho_{H_2O}} \quad (1.5)$$

Viscosidad de un fluido:

Es aquella propiedad que determina la cantidad de resistencia opuesta a las fuerzas cortantes, La viscosidad se debe primordialmente a las interacciones entre las moléculas del fluido.

$$\text{viscosidad cinemática } \nu = \frac{\text{viscosidad absoluta}}{\text{densidad } \rho} \quad (1.6)$$

Presión de vapor:

Cuando tiene lugar el fenómeno de la evaporación dentro de un espacio cerrado, la presión parcial a que dan lugar las moléculas de vapor se llama presión de vapor. Depende de la temperatura, aumentando con ella.

Tensión superficial:

La tensión superficial (σ) de un líquido es el trabajo que debe realizarse para llevar moléculas en un número suficiente desde el interior del líquido hasta la superficie para crear una nueva unidad de superficie (J/m^2). Este trabajo es numéricamente igual a la fuerza tangencial de contracción que actuase sobre una línea hipotética igual a la fuerza tangencial de contracción que actuase sobre una línea hipotética de longitud unitaria en la superficie, y

$$\sigma = \frac{\Delta F}{\Delta L} (\text{N/m}) \quad (1.7)$$

las unidades son en m^2/s . En los líquidos la viscosidad disminuye al aumentar la temperatura, pero no se ve afectada apreciablemente por las variaciones de presión. En los gases la viscosidad absoluta aumenta al aumentar la temperatura, pero casi no varía con la presión. Como el peso específico de los gases varía con la presión (a temperatura constante), la viscosidad cinemática es inversamente proporcional a la presión.

Gasto:

Es la cantidad de líquido que pasa a través de la sección viva de flujo en la unidad de tiempo. Dicha cantidad se puede medir en una unidad de volumen, de peso o de masa, por lo que existen: el gasto volumétrico Q , el gasto en peso G , y el gasto en masa M [Nekrasov. 1986].

$$Q = A \cdot V \rightarrow \text{Gasto volumétrico} \left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}; \frac{1}{\text{s}} \right) \quad (1.8)$$

$$G = Q \cdot \gamma \rightarrow \text{Gasto en peso} \left(\frac{\text{N}}{\text{s}}; \frac{\text{Kg}_f}{\text{s}} \right) \quad (1.9)$$

$$M = \rho \cdot Q \rightarrow \text{Gasto en masa} \left(\frac{\text{Kg}}{\text{s}} \right) \quad (1.10)$$

La forma más usada de determinar el gasto es:

$$Q = \frac{\text{volumen}}{\text{tiempo}}; \frac{\text{l}}{\text{min}}; \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (1.11)$$

Criterio de Reynolds:

$$R = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (1.12)$$

V – es la velocidad del fluido

D – diámetro de la tubería

ν – coeficiente cinemático $\nu = \frac{\mu}{\rho}$

Transición de régimen laminar a turbulento en fluidos no newtonianos:

En los fluidos no newtonianos, el número de Re crítico donde culmina el régimen laminar es $Re_{cr} = 2100$.

El régimen de transición se extiende hasta 4000. En los fluidos que siguen el modelo de Ostwald de Waele, el Re_{cr} puede estimarse en función de n [Garcell.2003]:

$$Re_{cr} = 2100 + 875(1 - n) \quad (1.13)$$

Así, a medida que n disminuye, alejándose de la unidad, el régimen laminar se extiende a valores mayores de Re .

1.6. Clasificación reológica de los fluidos

Desde el punto de vista reológico los fluidos se clasifican en dos grupos. [Garcell, 2003]

1. Newtonianos
2. No newtonianos

En los fluidos Newtonianos existe una relación lineal entre el esfuerzo cortante aplicado y la velocidad de deformación resultante, siguiendo de esta forma la ley de Newton de la viscosidad. La experiencia demuestra que todos los gases y líquidos homogéneos de baja viscosidad se comportan como fluidos Newtonianos; la viscosidad de estos fluidos es constante respecto a los cambios en la magnitud del esfuerzo cortante y del gradiente de velocidad.

Los fluidos no Newtonianos presentan como característica fundamental el hecho de que su viscosidad es función del gradiente de velocidad, y por tanto, cambia con la variación de dicho gradiente, aun cuando se mantenga la temperatura y otras condiciones constantes. Según la variación de la viscosidad los materiales no Newtonianos se clasifican a su vez en tres grupos.

1. De viscosidad independiente del tiempo.
2. De viscosidad dependiente del tiempo.
3. Visco – elásticos o de Maxwell

Al representar gráficamente la relación del esfuerzo cortante como función del gradiente de velocidad, se obtienen curvas que describen el comportamiento reológico de los fluidos Newtonianos y no Newtonianos, las que se denominan curvas de flujo. (Garcell, 2003)

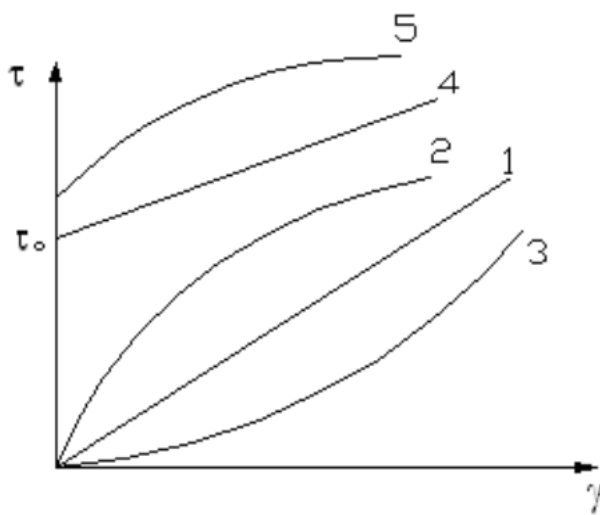


Figura 1.1: Curvas de flujo típica: 1- Newtonianos; 2- Seudo plásticos; 3- Dilatantes; 4- Plástico ideal (Bingham); 5- Plástico real.

Fuente: (Garcell, 2003)

1.6.1. Modelos Reológicos

Para expresar la relación existente en estado estacionario entre el esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad se han propuesto varias relaciones empíricas

(modelos reológicos). Existen en la literatura una gran variedad de modelos propuestos. Los más difundidos son los siguientes [Garcell. 1990].

1.6.2. Modelo de Oswald de Waele

$$\tau_{yx} = K \left(-\frac{dV_x}{dy} \right)^n \quad (1.14)$$

Esta expresión se conoce también como Ley de potencia; se utiliza para describir el comportamiento de fluidos seudo plásticos y dilatantes. En esta ecuación, n es el índice de flujo, el cual es una medida del grado de comportamiento no newtoniano del material. Para $n < 1$ el fluido es seudo plástico; para $n > 1$ el fluido es dilatante; y para $n = 1$ la ecuación se transforma en la ley de la viscosidad de Newton, siendo $K = \mu$

K - es el índice de consistencia y constituye una medida del grado viscoso del material.

En general n varía poco con los cambios de temperatura y concentración; en cambio, K es muy afectado por las variaciones de estas variables

1.6.3. Modelo de Bingham

$$\tau_{yx} = \tau_0 + \eta_P \left(-\frac{dV_x}{dy} \right) \quad (1.15)$$

Donde:

η_P : es la viscosidad plástica y τ_0 es el esfuerzo cortante inicial.

Este modelo se utiliza para describir el comportamiento de los plásticos ideales. El esfuerzo cortante inicial y la viscosidad plástica cambian apreciablemente con la variación de la temperatura y de la concentración.

Para $\tau_0 = 0$, la expresión anterior se transforma en la ley de Newton, siendo $\eta_P = \mu$

1.6.4. Modelo de Bulkley – Herschell

$$\tau_{yx} = \tau_0 + K \left(-\frac{dV_x}{dy} \right)^n \quad (1.16)$$

Se utiliza para describir el comportamiento de los plásticos reales.

τ_0 , K y n tiene los mismos significados descritos en los modelos anteriores

1.7. Ecuación de balance de energía mecánica

Es conocido que en el diseño de sistemas de tuberías se requiere conocer la relación entre los gradientes de presión, $\Delta P/L$, requeridos para lograr flujos volumétricos, Q, en un intervalo de diferentes diámetros, D, del tubo, a distintas temperaturas de operación y diferentes propiedades físicas de los fluidos. (Garcell, 2003)

Las relaciones existentes entre las variables antes mencionadas dependen, fundamentalmente, de los requerimientos energéticos para el transporte del fluido a través del conducto y sus características químicas – físicas.

Una de las leyes fundamentales de la mecánica de los fluidos se expresa mediante la ecuación de balance de energía mecánica aplicada al sistema de flujo en cuestión. En la mayoría de los textos de Ingeniería Química, el balance de energía mecánica para condiciones estacionarias de flujo se conoce como ecuación de Bernoulli, y se ilustra sus aplicaciones para el caso particular del flujo newtoniano.

En el caso específico del flujo de suspensiones minerales no newtonianos también se aplica el balance de energía mecánica en un sistema de flujo, al cual entra el fluido por un plano y sale por otro:

$$-Z_1 + \frac{P_1}{\rho \cdot g} + E_{c1} = -Z_2 + \frac{P_2}{\rho \cdot g} + E_{c2} + W_s + \sum F \quad (1.17)$$

Donde:

Z_g – es la energía potencial para una altura vertical referida a un plano horizontal de referencia tomado arbitrariamente, m

$\frac{P}{\rho \cdot g}$ es la energía de presión hidrostática, m

E_c – es la energía cinética media por unidad de masa, m

W_s – es el trabajo por unidad de masa (como trabajo hecho por una bomba sobre el fluido, m

ΣF – es la energía mecánica convertida a energía térmica como resultado de las fricciones del fluido, m^2/s^2

$$\Sigma F = \frac{\Delta P_f}{\rho \cdot g} + \left(\frac{\Delta P_{local}}{\rho \cdot g} \right) \quad (1.18)$$

El término $(\Delta P_f / \rho)$ se define para los tramos de tuberías rectas, y por lo general, es el componente dominante en la mayoría de los sistemas de tuberías, excepto en aquellos casos en los que esos tramos sean cortos y el número de accesorios y válvulas sea grande.

Para el flujo no newtoniano, los términos E_c y ΣF dependen de la naturaleza reológica del fluido, y, por tanto, de los parámetros característicos del modelo reológico que describe la curva de flujo.

El término W_s , para el caso de las bombas, se expresa como:

$$W_s = \frac{\Delta P_b}{\rho} = \frac{P_d - P_s}{\rho \cdot g} \quad (1.19)$$

Siendo ΔP_b el incremento de presión que da la bomba en la descarga, P_d , en relación con la presión de succión, P_s .

1.8. Expresiones para el cálculo de las pérdidas por fricción, en tuberías circulares rectas

El término de pérdidas por fricción, ΣF , puede estimarse mediante la definición siguiente:

$$\Sigma F = \frac{1}{2} \langle V \rangle^2 e_v \quad (1.20)$$

en la que e_V (adimensional) es el factor de pérdidas por fricción, el cual es una función del número de Reynolds y de las relaciones geométricas del sistema de flujo.

Para el flujo por tuberías rectas circulares,

$$e_V = 4f \left(\frac{L}{D} \right) \quad (1.21)$$

donde f es coeficiente de fricción o de Fanning.

Combinando las expresiones (1.20) y (1.21)

$$\Sigma F = 2f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\langle V \rangle^2}{g_c} \quad (1.22)$$

En algunos textos, la ecuación (1.22) suele escribirse expresándola en términos de un factor de fricción de Fanning $f'' = 4f$:

$$e_V = f' \left(\frac{L}{D} \right) \quad (1.23)$$

En ese caso, la ecuación (1.22) toma la forma de la ecuación de Darcy - Weibach:

$$\Sigma F = f' \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\langle V \rangle^2}{2g_c} \quad (1.24)$$

Para las tuberías circulares, con independencia de la naturaleza reológica del fluido, el coeficiente Fanning se define como sigue (Garcell, 2001)

$$f' = \frac{\tau_w g_c}{\frac{1}{2} \rho \langle V \rangle^2} = \frac{\Delta P_f D g_c}{2L \rho \langle V \rangle^2} \quad (1.25)$$

También se puede calcular la fórmula de ΣF para tuberías rectas, según (Días, 1989).

$$\Sigma F = \frac{f \cdot L \cdot V^2}{2 \cdot D} \quad (1.26)$$

$$\Sigma F = K \frac{V^2}{2} \quad (1.27)$$

1.9. Conexión en serie

Cuando dos tuberías de diferentes tamaños o rugosidades de manera que el fluido pase por una y a continuación por la siguiente se dice que están conectadas en serie.

$$Q_1 = Q_2 = Q_3$$

$$\Sigma F_T = \Sigma F_1 + \Sigma F_2 + \Sigma F_3$$

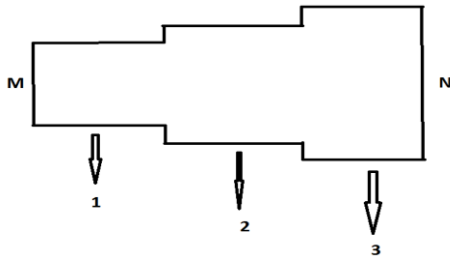


Figura 1.1: Conexión de la tubería en serie.

1.10. Conexión en paralelo

Una combinación de dos o más tuberías conectadas, de tal manera que la corriente fluida se divida en dos o más tuberías y después se junten de nuevo, es un sistema de tubería en paralelo.

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 = Q_T$$

$$\Sigma F_1 = \Sigma F_2 = \Sigma F_3$$

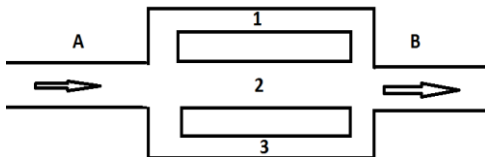


Figura 1.2: Conexión de la tubería en paralelo.

1.11. Carga

El término de carga es una forma de expresar la cantidad de energía en un sistema dado. Cualquier tipo de energía mecánica se puede expresar por este

término, que representa la energía contenida equivalente a la que posee una columna líquida de determinada altura.

1. Carga de bombeo: Es el trabajo que debe realizar la bomba con el fluido para que pueda vencer las diferentes resistencias que se oponen al movimiento del fluido, y se expresa en altura de líquido.
2. Carga estática: Es la distancia vertical entre el nivel libre de la fuente de abastecimiento y el punto de descarga.
3. Carga de velocidad: Es la altura vertical desde la cual tendría que caer un cuerpo para adquirir la velocidad.
4. Carga de presión: Es la longitud vertical de una columna de líquido que proporciona una presión hidrostática equivalente a la presión existente.
5. Carga de fricción: Es la presión, expresada en la altura de columna de líquido, necesaria para vencer la resistencia por fricción provocada por el movimiento del fluido.

1.12. Cavitación

Si la presión en un punto interior cualquiera de una bomba cae por debajo de la tensión del vapor correspondiente a la temperatura del líquido se vaporizará y se formaran cavidades de vapor. Las burbujas de vapor son transportadas por la corriente hasta alcanzar una región de mayor presión, donde, al destruirse dichas burbujas, se produce un choque violentísimo sobre las paredes adyacentes. A este fenómeno se le llama cavitación.

1.13. Conclusiones del capítulo 1

1. Se hace referencia a los trabajos que aplican el tema de la mecánica de los fluidos, se han verificado sobre los parámetros de hidrotransporte por tubería teniendo en cuenta las propiedades físico-mecánicas y reológicas de los fluidos.
2. No existe nivel de automatización en la instalación objeto de estudio.

CAPÍTULO 2: MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Introducción

El cálculo de la instalación se realiza empleando la herramienta informática Microsoft Excel y el modelo reológico de la pulpa, extraído de Arévalo (2008); obtenido en el Centro de investigación del níquel y la laterita (CEDINIQ), con el objetivo de verificar los parámetros de trabajo de la instalación para un fluido no newtoniano.

Para el cálculo de la instalación de bombeo con bomba Warman 6/4, se utiliza una metodología que permite realizar un análisis detallado de los principales parámetros de trabajo. En tal sentido el **objetivo del capítulo es**: establecer modelos matemáticos a partir de las propiedades reológicas del fluido, que permitan el cálculo del transporte eficiente por tubería de la pulpa carbonato-amoniacal.

2.2. Materiales empleados

Los datos necesarios para los cálculos, relacionados con la longitud y diámetro de las tuberías; se obtuvieron a través de mediciones manuales, donde se emplearon:

1. Cinta métrica de 10 metros
2. Pie de rey

- **Funcionamiento y utilización de cada material**

Cinta métrica: Esta tiene gran utilización en la industria en específico en el departamento de diseño, la cual se utiliza para la medición de tramos rectos y muy largos; en el trabajo se utilizó para los tramos largos de tubería con fácil acceso.

Pie de rey: Es un instrumento para medir dimensiones de objetos relativamente pequeños, sumamente delicado y debe manipularse con habilidad, se utilizó para medir los diámetros de tuberías.

2.3. Propiedades físico-mecánicas de la pulpa a transportar

Para la determinación de los parámetros de operación del sistema y si la bomba utilizada puede o no impulsar este fluido, es importante conocer las características de la pulpa que se transporta.

Las características de la cola, así como la del líquido y sólido que la forma se pueden observar y analizar en la *tabla 1* (Ver Anexos).

2.4. Características del sistema de tubería objeto de estudio

El sistema de bombeo analizado está constituido por un número considerable de accesorios que se relacionan en la tabla 2.1.

Tabla 2.1. Datos sobre los accesorios del sistema de tuberías presente en el sistema de bombeo

Denominación	Cant.	Coef. de Resistencia
Entrada	4	0,78
Codo 90 °	32	0,75
Uniones en T	8	1,8
Expansión	2	0,19
Válvula Bola	8	0,015
Reducido	4	0,0648
Descarga	4	1

Esta tabla muestra la cantidad de accesorios y los coeficientes de resistencia asociados a estos.

2.5. Modelo reológico

El modelo reológico de la pulpa corresponde, según Arévalo (2008); con un plástico Bingham, su ecuación característica, es la 1.15 del capítulo 1. En la *tabla*

2 (Ver Anexos) se presentan los parámetros reológicos de la pulpa a 65% de sólido y a una temperatura $\leq 40^{\circ}\text{C}$.

2.6. Metodología de cálculo de la instalación

El cálculo de la instalación se fundamenta a partir del modelo reológico de la pulpa lixiviada de la planta. Para el cálculo se tuvo en cuenta las pérdidas hidráulicas que proporcionan los accesorios de dicha instalación.

2.6.1. Área de la sección de la tubería

Para el cálculo de la sección transversal de la tubería se utiliza la ecuación que se muestra a continuación:

$$A = \pi \frac{d_{tub}^2}{4}, (m^2) \quad (2.1)$$

Donde:

d_{tub} - diámetro de tubería, (m)

2.6.2. El número de Reynolds (Re)

Los trabajos realizados por Skelland (1970); Garcell (2003); Darby (2001), establecen que tanto en flujo laminar como turbulento, el Re utilizado para el modelo reológico, es el siguiente:

$$Re = \frac{V \cdot d \cdot \rho}{\mu} \quad (2.2)$$

Donde:

d - diámetro del tubo, (m)

ρ - densidad del fluido, (kg/m^3)

μ - viscosidad plástica del fluido, (Pa·s)

V - velocidad del fluido, (m/s)

2.6.3. Factor de fricción o fanning

Esta ecuación sirve para cualquier tubería según (Días, 1989):

$$f = \left[-2 \cdot \log \left(\frac{0,00001236}{D} \right) + \left(\frac{6,81}{Re} \right)^{0,9} \right]^{-2} \quad (2.3)$$

D – diámetro de tubería, (m)

2.6.4. Velocidad del fluido

Para determinar la velocidad del fluido se utiliza la siguiente ecuación:

$$V = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2}, (m/s) \quad (2.4)$$

D – diámetro de tubería, (m)

2.6.5. Determinación del flujo para una conexión de 4 bombas en paralelo

El flujo estimado para las 4 bombas en paralelo es de 1000 m³/h. Según lo estimado por los tecnólogos de la planta de lixiviación. Pero existe una necesidad de trasiego de 900 m³/h y dejar una de las bombas de reserva en caso de fallo y por necesidad del DI – 135A. Por desconocimiento de los operadores del área se necesita determinar el verdadero flujo de llegada al DI – 135A, para lo que se tuvo en cuenta los criterios de semejanza.

2.6.6. Leyes de Semejanzas

Las leyes de semejanza son de extraordinaria importancia para el estudio en hidráulica, estas deben tenerse en cuenta no solo para el flujo de líquidos, sino también para el diseño y explotación de las turbomáquinas.

Las **semejanzas geométricas** en hidráulica se entienden por la semejanzas de las superficies que limitan los flujos de los líquidos: **Semejanzas cinemáticas**, es la semejanza de las líneas de corrientes y la proporcionalidad de las velocidades similares.

Semejanzas dinámicas, significan la proporcionalidad de las fuerzas que actúan sobre los elementos similares de los flujos cinemáticamente semejantes y la igualdad de los ángulos que caracterizan la dirección de estas fuerzas.

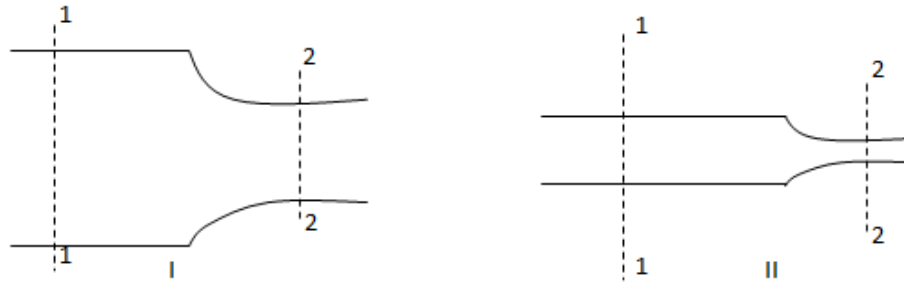


Figura 2.1. Semejanza dinámica

- **Criterio de NEWTON.**

$$N_e = \left[\frac{F}{u \cdot v^2_{med} \cdot A} \right]_I = \left[\frac{F}{u \cdot v^2_{med} \cdot A} \right]_{II} \quad (2.5)$$

El producto $\rho v^2_{med} \cdot A$ en los flujos semejantes le son proporcionales las fuerzas con las cuales el flujo actúa sobre los obstáculos.

- **Criterio de EULER**

$$\left[\frac{\Delta P}{\rho \cdot v^2} \right]_I = \left[\frac{\Delta P}{\rho \cdot v^2} \right]_{II} = Eu \quad (2.6)$$

En el flujo de un líquido incomprensible se cumple que la diferencia de presión en flujos semejantes geométricamente es proporcional a la energía dinámica.

Si el flujo del líquido es real se tiene que cumplir además.

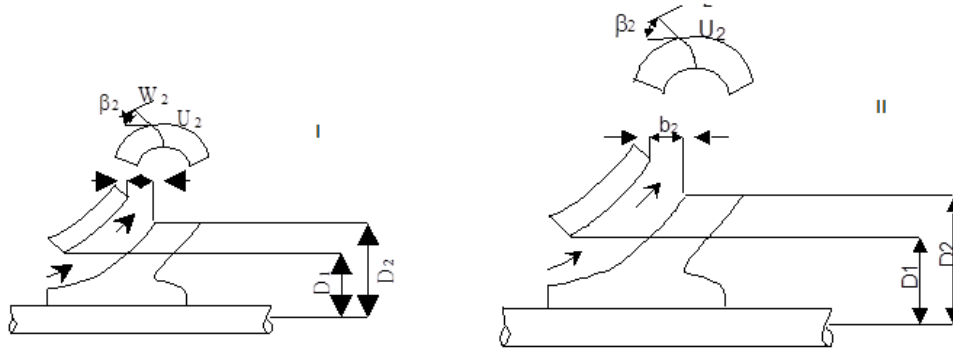
$$\lambda_I = \lambda_{II}$$

$$\left[\frac{\tau_0}{\rho \cdot v^2} \right]_I = \left[\frac{\tau_0}{\rho \cdot v^2} \right]_{II} \quad (2.7)$$

Un criterio de uso universal, es criterio de Reynolds. $Re_I = Re_{II}$ Para una corriente de líquido real.

2.6.6.1. Semejanzas de las máquinas de flujo

En las construcciones de máquinas modernas se utilizan ampliamente el método de simulación (modelación), es decir, el ensayo de modelos, que permiten comprobar el proyecto e introducir en él las correcciones prácticas.



Los modelos se construyen observando las leyes de semejanzas. Los criterios de semejanza pueden agruparse igual que para el flujo de líquidos:

a) Semejanza Geométrica

Establece que debe existir una proporcionalidad entre las dimensiones de una máquina y su modelo.

Esta proporcionalidad debe de ser la misma entre todas las dimensiones.

$$\frac{D_{2I}}{D_{2II}} = \frac{b_{2I}}{b_{2II}} = \frac{D_{1I}}{D_{1II}} = \dots \sigma_1(const) \quad (2.8)$$

Los ángulos deben de ser iguales:

$$\beta_{2I} = \beta_{2II}$$

b) Semejanza Cinemática:

Este criterio establece la proporcionalidad entre los valores de las velocidades correspondientes a los puntos en las máquinas geoméricamente semejantes y la igualdad entre los ángulos de los triángulos de velocidades respectivas.

$$\frac{U_{2I}}{U_{2II}} = \frac{C_{1I}}{C_{1II}} = \frac{W_{2I}}{W_{2II}} = \dots \sigma_c(const) \quad (2.9)$$

c) Semejanza Dinámica:

Para que esta se cumpla entre máquinas geoméricamente semejantes es necesario que exista una proporcionalidad constante entre las fuerzas de igual naturaleza que actúan en puntos correspondientes de estas máquinas.

$$\frac{P_{1I}}{P_{1II}} = \frac{P_{2I}}{P_{2II}} = \dots \sigma_d(const) \quad (2.10)$$

La demostración de la semejanza de las corrientes en las máquinas consiste en relevar la constancia de los coeficientes de semejanza para los puntos homólogos.

Si se conoce los coeficientes de semejanza de dos máquinas, entonces valiéndose de las características conocidas de una máquina se pueden obtener los valores de las características semejantes de la otra máquina.

Las fábricas que producen las Máquinas Centrífugas tienen generalmente en la producción no tipos de casuales de máquinas que se distinguen por sus dimensiones y formas geométricas, sino una serie de máquinas geoméricamente semejantes.

Comparemos dos máquinas (I y II) semejantes y veamos las relaciones que existen entre sus características principales, gasto, altura y potencia en los parámetros geométricos y cinemáticos.

El gasto real que entrega una máquina puede expresarse en las siguientes ecuaciones:

$$Q = \pi \cdot D_2 \cdot b_2 \cdot C_{r2} \cdot \eta v \quad (2.11)$$

La relación entre los gastos de las máquinas I y II será:

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{D_{2I}}{D_{2II}} \cdot \frac{b_{2I}}{b_{2II}} \cdot \frac{C_{r2I}}{C_{r2II}} \cdot \frac{\eta v_I}{\eta v_{II}} \quad (2.12)$$

Según los criterios de semejanza geométricas:

$$\frac{D_{2I}}{D_{2II}} = \frac{b_{2I}}{b_{2II}}$$

Y según la semejanza cinemática.

$$\frac{C_{r2I}}{C_{r2II}} = \frac{U_{2I}}{U_{2II}} \cdot \frac{n_I}{n_{II}} \cdot \frac{D_{2I}}{D_{2II}} \quad (2.13)$$

Por lo tanto:

$$\frac{Q_I}{Q_{II}} = \frac{D_{2I}^3}{D_{2II}^3} \cdot \frac{n_I}{n_{II}} \cdot \frac{\eta_{vI}}{\eta_{vII}} \quad (2.14)$$

Los caudales volumétricos de las máquinas que funcionan en régimen semejante son entre sí como los cubos de los diámetros exteriores de las ruedas de trabajo y las primeras potencias de las frecuencias de rotación de los árboles y los rendimientos volumétricos.

La carga real que entrega una máquina centrífuga puede expresarse por la ecuación de EULER modificada por el rendimiento hidráulico de la máquina.

$$H = \frac{C u_2 \cdot U_2}{g} \cdot \eta_h \quad (2.15)$$

La relación entre las cargas de ambas máquinas sería:

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{C u_{2I}}{C u_{2II}} = \frac{D_{2I}}{D_{2II}} \cdot \frac{n_I}{n_{II}} \quad (2.16)$$

Según la semejanza cinemática.

$$\frac{C u_{2I}}{C u_{2II}} = \frac{U_{2I}}{U_{2II}} = \frac{D_{2I}}{D_{2II}} \cdot \frac{n_I}{n_{II}}; \dots U = \pi \cdot D \cdot \frac{n}{t}$$

Y por lo tanto:

$$\frac{H_I}{H_{II}} = \frac{D_{2I}^2}{D_{2II}^2} \cdot \frac{n_I^2}{n_{II}^2} \cdot \frac{\eta_{hI}}{\eta_{hII}} \quad (2.17)$$

La potencia al eje de una máquina centrífuga se calcula por la fórmula:

$$N = \frac{H \cdot Q \cdot \rho \cdot g}{\eta} \quad (2.18)$$

La relación de la potencia al eje de ambas máquinas será:

$$\frac{N_I}{N_{II}} = \frac{D_{2I}^5}{D_{2II}^5} \cdot \frac{n_I^3}{n_{II}^3} \cdot \frac{\rho_I}{\rho_{II}} \cdot \frac{\eta_I}{\eta_{II}} \quad (2.19)$$

Para variaciones del # de revoluciones menor de 20% el rendimiento varía muy poco y $\eta_1 = \eta_2$.

2.6.6.2. Velocidad específica

Es un coeficiente basado en los criterios de semejanzas, caracteriza a las máquinas comparándolas con una máquina hipotética que entrega un gasto de $0.075 \text{ m}^3/\text{s}$ con una carga de 1 m a su máxima eficiencia $\eta_{hI} = \eta_{hII}$; $\eta_{vI} = \eta_{vII}$.

$$\frac{Q}{Q_e} = \frac{n}{n_e} \cdot \left(\frac{D}{D_e}\right)^3 \quad (2.20)$$

$$\frac{H}{H_e} = \left(\frac{n}{n_e}\right)^2 \cdot \left(\frac{D}{D_e}\right)^2 \cdot \frac{\rho}{\rho_e} \quad (2.21)$$

Trabajando con estas expresiones de forma tal que eliminemos los diámetros y luego despejamos la velocidad específica n_e podemos obtener la expresión de n_e . Sustituyendo $H_e = 1 \text{ m}$, $Q_e = 0.075 \text{ m}^3/\text{s}$.

Obtenemos:

$$n_e = 3,65 \cdot n \cdot \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (2.22)$$

El sentido número n_e como se deriva de la deducción consiste en el número de revoluciones de la máquina hipotética, semejante a la real que crea en un régimen semejante, la altura $H_e = 1 \text{ m}$, el gasto, $Q_e = 0.075 \text{ m}^3/\text{s}$. El rendimiento hidráulico y volumétrico de las bombas se considera iguales, la velocidad específica se utiliza ampliamente para la clasificación de las turbomáquinas.

- Lentas: $n_s \leq 80$; $\frac{D_2}{D_1} = 2,2 - 3,5$
- Normales: $n_s = 80 - 150$; $\frac{D_2}{D_1} = 2,2 - 3,5$
- Rápidas: $n_s = 150 - 300$; $\frac{D_2}{D_1} = 1,8 - 1,3$

- Diagonales o helicoidales: $n_s = 300 - 600$; $\frac{D_2}{D_1} = 1,3 - 1,1$
- Axiales o de hélice: $n_s = 600 - 1200$; $\frac{D_2}{D_1} = 1$

2.7. Cálculo de las pérdidas totales en las tuberías

Las tuberías poseen coeficientes de pérdidas según las resistencias locales que tenga, para esto se definen en la tabla 2.1, los valores tomados en cuenta para las pérdidas en la succión e impulsión:

En la Impulsión:

Cálculo de las pérdidas por rozamiento en la tubería de impulsión, (Darcy):

$$h_1 = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} ; (m) \quad (2.23)$$

Cálculo de las pérdidas locales en la tubería de impulsión, (Nekrasov 1968):

$$h_2 = \Sigma \xi_{impl} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} ; (m) \quad (2.24)$$

$$\Sigma \xi_{impl} = \Sigma \xi_{val} + \Sigma \xi_{cod} + \Sigma \xi_{union} + \Sigma \xi_{exp} + \Sigma \xi_{red} + \xi_{desc} ; (adm) \quad (2.25)$$

Donde:

L = Longitud de la tubería en la impulsión; (m).

$\Sigma \xi_{impl}$ = Sumatoria de las pérdidas en la impulsión según la cantidad de accesorios y su coeficiente de resistencia.

ξ_{entr} y ξ_{desc} = Coeficientes de pérdidas en la entrada y descarga de las tuberías respectivamente; *tabla 2.2*.

$\Sigma \xi_{val}$ = Sumatoria de los coeficientes de perdida en las válvulas; *tabla 2.2*.

$\Sigma \xi_{cod}$ = Sumatoria de los coeficientes de perdida en los codos; *tabla 2.2*.

$\Sigma \xi_{union}$ = Sumatoria de los coeficientes de perdida en los diferentes tipos de unión; *tabla 2.2*.

$\Sigma \xi_{exp}$ = Sumatoria de los coeficientes de perdida en las expansiones; *tabla 2.2*.

$\Sigma \xi_{red}$ = Sumatoria de los coeficientes de pérdida en los reducidos; *tabla 2.2*.

El factor ξ es adimensional y su valor depende del tipo de accesorio y diámetro del mismo; se define como la pérdida de altura de velocidad para una válvula o accesorio.

Algunos fabricantes pueden proporcionar su factor ξ , por lo tanto, deberá utilizarse ese valor, pero en el caso de no contar con esta información es conveniente utilizar las fórmulas para el cálculo del factor ξ .

Pérdidas totales en la impulsión

$$h = h_1 + h_2 ; (adm) \quad (2.26)$$

En la succión:

Para el caso de las pérdidas en la succión se utilizan las ecuaciones utilizadas en la impulsión, solo cambia la cantidad de accesorios y sus coeficientes respectivamente.

Pérdidas totales dinámicas:

$$h_{din} = h_{succ} + h_{impl} ; (adm) \quad (2.27)$$

Altura estática

$$\Delta Z = H_{impl} + H_{succ} ; (m) \quad (2.28)$$

H_{impl} = Altura de Impulsión; (m).

H_{succ} = Altura de Succión; (m).

Pérdidas totales del sistema

$$h_t = h_{din} + \Delta Z ; (m) \quad (2.29)$$

Coefficiente generalizado de resistencia de la red exterior

$$R_c = \left(f \cdot \frac{L_t}{D} + \Sigma \xi_t \right) \cdot \frac{8}{\pi \cdot g \cdot D^4} ; (s^2/m^5) \quad (2.30)$$

g = Aceleración de la gravedad; (m/s^2).

$\Sigma \xi_t$ = Sumatoria de las pérdidas.

Cálculo de la característica exterior de la red

La característica de la red exterior de la instalación de hidrotransporte se calcula de la siguiente manera (González, 2012):

$$H_{red} = \Delta Z + R_c \cdot Q^2 ; (m) \quad (2.31)$$

ΔZ =Altura estática; (m).

Q = Caudal transportado; (m³/s).

R_c =Coeficiente generalizado de resistencia de la red exterior de la instalación de transporte hidráulico; (s²/m⁵)

De tal forma, la velocidad específica n_s se calcula empleando la ecuación siguiente:

$$n_s = 3,56 \cdot \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}} ; (rev/min) \quad (2.32)$$

n = Número de revoluciones; (rev/min).

H = Altura; (m).

Altura neta positiva en la succión

Se denomina NPSH (altura neta positiva en la succión) a la diferencia entre la presión del líquido a bombear referida al eje del impulsor y la tensión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo (es la presión del líquido que a esa temperatura, se halla en equilibrio con su presión de vapor en un depósito cerrado). Debemos por tanto conocer y comparar en cada caso el $NPCH$ disponible ($NPCH_d$) de la instalación y el $NPCH$ requerido ($NPCH_r$) por la bomba.

El ($NPCH$)_d está en función de la instalación independiente del tipo de bomba.

$$NSPH_{dis} = \frac{P_{atm}}{\gamma} + H_{succ} - \Sigma h_{succ} - H_v ; (m) \quad (2.33)$$

P_{atm} = Es la fuerza ejercida por la atmósfera por unidad de superficie;(Pa) .

H_v = Tensión del vapor a la temperatura que trabaja el líquido; (m)

H_{succ} = Altura de succión ; (m).

Σh_{succ} = Pérdidas en la succión; (m) .

γ = Peso específico ; (N/m^3) .

El $(NPSH)_r$, es un dato básico y característico de la bomba, varía según el modelo, tamaño y condiciones de servicio, recomendada en los datos que facilita el fabricante.

Para la evaluación de la calidad del diseño, de la fabricación o de la confiabilidad de los datos técnicos referentes a la aspiración, es importante la determinación del $(NPSH)_{req}$.

$$NPSH_{req} = 10 \cdot \left(\frac{n \cdot \sqrt{Q}}{C} \right)^{3/4} ; (m) \quad (2.34)$$

C = coeficiente de velocidad específica en la succión; (rev/min).

Q = caudal que se necesita transportar; (m^3/s).

Para la realización de un análisis que permita una evaluación práctica y rápida de una bomba, el coeficiente de velocidad específica en la succión se obtuvo en función de la velocidad específica. Su valor corresponde a las siguientes correlaciones empíricas:

- Para Bombas con el rodete en voladizo:

$$C = 880 \cdot \log n_s^{3/4}$$

- Bombas con el rodete entre apoyos:

$$C = 800 \cdot \log n_s^{3/4}$$

2.7.1. Cavitación

El cálculo de cavitación se realiza para comprobar si las bombas trabajan a régimen cavitacional según Días, (1989).

2.8. Cálculo del Balance energético de la Bomba centrífuga

El balance energético de una bomba centrífuga se sustenta en el cálculo del rendimiento total de la bomba y en la potencia real que consume el motor, porque estos aspectos caracterizan energéticamente la instalación. La metodología a utilizar se establece a continuación según (Nekrasov, 1968).

Gasto que debe entregar el impulsor.

A la hora de diseñar una bomba es necesario tener en cuenta las fugas. En la práctica se consideran entre 2 y 5 %. Por lo que el gasto que debe entregar el impulsor para garantizar el flujo deseado es:

$$Q_c = (1,02 \div 1,05) \cdot Q ; (m^3/s) \quad (2.35)$$

Rendimiento volumétrico

Las pérdidas volumétricas (fugas) están condicionadas por el paso de líquido a través de las holguras entre el impulsor y el cuerpo de la máquina. Depende en sumo grado del estado de las empaquetaduras.

$$\eta_v = \frac{Q}{Q_c} ; (\%) \quad (2.36)$$

Potencia consumida por la bomba.

Para determinar la potencia útil de la consumida por la Bomba se emplea la ecuación 2.20, la cual relaciona la densidad de la pulpa, el gasto volumétrico, la aceleración de la gravedad y la altura desarrolla la bomba.

$$N_u = \frac{\rho_{cota} \cdot Q \cdot g \cdot H_d}{1000} ; (kW) \quad (2.37)$$

H_d = Altura de impulsión;(m).

1000-para que el cálculo salga en (kW)

Potencia útil que se le entrega al eje de la bomba

Es la potencia que le entrega el motor eléctrico al eje de la bomba para realizar su funcionamiento:

$$N_{eje} = \frac{\rho_{pulpa} \cdot Q \cdot g \cdot H_d}{1000 \cdot \eta} ; (kW) \quad (2.38)$$

η = Eficiencia de la Bomba por catálogo.

Potencia real que consume el motor

$$N_m = (1,05 \div 1,1) \cdot N_{eje} ; (kW) \quad (2.39)$$

Rendimiento total de la bomba

$$\eta_t = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{N_{mec} \cdot 1000} ; (\%) \quad (2.40)$$

2.9. Selección de un variador de velocidad para satisfacer la necesidad de trasiego

(Figueredo M., J. H. 2011) Plantea que los variadores de velocidad son dispositivos que permiten variar la velocidad de los motores asíncronos trifásicos, convirtiendo las magnitudes fijas de frecuencia y tensión de red en magnitudes variables.

Aspectos técnicos sobre los variadores de velocidad

La mayoría de las marcas incluyen dentro del propio convertidor protecciones para el motor, tales como protecciones contra sobreintensidad, sobretensión, fallo contra desequilibrios, defectos a tierra; además de ofrecer procesos de arranque y frenado suaves mediante rampas de aceleración y de frenado, lo que redundará en un aumento de la vida del motor y las instalaciones (Figueredo, 2011).

Principio de funcionamiento de los variadores de velocidad

- Aceleración controlada
- Variación de velocidad
- Regulación de velocidad
- Desaceleración controlada
- Inversión del sentido de marcha
- Frenado

- Protección integrada

Aplicación en la industria de lo variadores de velocidad

Los variadores de frecuencia tienen mayor aplicación en los siguientes tipos de máquinas:

Transportadoras. Controlan y sincronizan la velocidad de producción de acuerdo al tipo de producto que se transporta, para dosificar, para evitar ruidos y golpes en transporte de botellas y envases, para arrancar suavemente y evitar la caída del producto que se transporta.

Bombas y ventiladores centrífugos. Controlan el caudal, en sistemas de presión constante y volumen variable. En este caso se obtiene un gran ahorro de energía porque el consumo varía con el cubo de la velocidad, o sea que para la mitad de la velocidad, el consumo es la octava parte de la nominal.

Bombas de desplazamiento positivo. Control de caudal y dosificación con precisión, regulando la velocidad, por ejemplo: en bombas de tornillo y bombas de engranajes. Para transporte de pulpa de fruta, pasta, concentrados mineros, aditivos químicos, chocolates, miel, barro.

Centrífugas. Se consigue un arranque suave evitando picos de corriente y velocidades de resonancia.

Prensas mecánicas y balancines. Se consiguen arranques suaves y mediante velocidades bajas en el inicio de la tarea, se evitan los desperdicios de materiales.

Máquinas textiles. Para distintos tipos de materiales, incluso para telas que no tienen un tejido simétrico se pueden obtener velocidades del tipo random para conseguir telas especiales.

Compresores de aire. Se obtienen arranques suaves con máxima cupla y menor consumo de energía en el arranque.

Pozos petrolíferos. Se usan para bombas de extracción con velocidades de acuerdo a las necesidades del pozo.

Principales cuestiones a considerar a la hora de seleccionar un variador de velocidad:

- Verificar la tensión de suministro y las tensiones nominales del convertidor y del motor.
- Seleccionar el convertidor adecuado a la potencia nominal del motor.
- Comprobar que la corriente nominal del convertidor sea igual o mayor que la del motor seleccionado.
- Verificar el tipo de característica de momento de la carga.
- Prestar atención a los casos especiales en cuanto a altos requerimientos de momento de arranque o de momento máximo.
- Comprobar el intervalo de velocidad requerido y el que puede proporcionar el convertidor.
- La velocidad máxima permisible del motor no se puede exceder.
- Comprobar el sistema de tierra del motor, del equipo accionado y del tacómetro.
- Verificar técnica y económicamente si un sistema separado de enfriamiento reduce el tamaño del motor y, consecuentemente, el tamaño del convertidor.
- A altas velocidades, prestar especial atención a la construcción de los rodamientos, la lubricación, el ruido del ventilador, el balanceo, las velocidades críticas, los sellos de los ejes y el momento máximo del motor.
- A bajas velocidades, evaluar la lubricación de los rodamientos, la ventilación del motor y el ruido electromagnético.

El procedimiento más sencillo, consiste en, una vez conocida la potencia del motor, buscar en el catálogo, y de acuerdo con dicha potencia, elegir el convertidor que la admita. De esta forma no hay seguridad de que esta selección se haya realizado correctamente y de que el convertidor permita mover al motor.

Por tanto, para una correcta selección del convertidor se deben seguir los siguientes pasos.

2.9.1. Cálculo del convertidor

Intensidad nominal del convertidor

$$I_N = \frac{P_N}{\sqrt{3} \cdot U_N \cdot \cos \varphi \cdot \eta} ; (A) \quad (2.41)$$

$P_n = 60.5 \text{ kW}$; potencia del motor.

$U_n = 40 \text{ V}$; voltaje del motor.

$\eta_m = 0.91 \%$; rendimiento del motor.

Intensidad del variador:

$$I_V \geq 1,05 \cdot I_N \quad (2.42)$$

Cálculo del convertidor para el proceso de arranque

Intensidad que debe circular por el convertidor durante el proceso de arranque.

$$I_{arr} \geq I_N + I_a \geq I_n + 0,7 \cdot I_N \geq 1,7 \cdot I_N \quad (2.43)$$

Para elegir favorablemente el convertidor, desde el punto de vista del arranque, es importante tener en cuenta la frecuencia de los arranques (debe dar tiempo a enfriarse el motor). También tener en cuenta la velocidad a que se debe arrancar.

Los convertidores de frecuencia a frecuencias muy bajas no mantienen el par debido a la influencia excesiva a estas frecuencias de la componente resistiva de la impedancia que no genera par.

El límite de frecuencia inferior a que esto ocurre es variable en función de la carga pero se mueve alrededor de los 5 a 7 Hz o incluso más. Por tanto siempre que se deba arrancar a velocidad baja habrá que tener mucho cuidado y probablemente sobredimensionar el convertidor.

Cálculo de la corriente nominal, de la corriente de arranque y de la potencia nominal del variador de velocidad.

Partiendo de las ecuaciones:

$$P_v \geq k \cdot P_N \quad (2.44)$$

$$I_V \geq 1,05 \cdot I_N \quad (2.45)$$

$$I_{arr} \geq 1,7 \cdot I_N \quad (2.46)$$

K debe estar entre 1 y 1.2; y el valor más empleado es 1.05 esto se debe a que la corriente de salida del convertidor no es perfectamente sinusoidal, pues presenta unos armónicos que no producen par útil.

Cálculo para la selección del variador de velocidad a implementarse en las bombas Warman 6/4 de la caja de transferencia 139 de la planta de lixiviación

Esta caja de transferencia cuenta con 4 bombas modelo Warman 6/4 con sus motores acoplados a una transmisión por polea-corre respectivamente, a los cuales se le instalaría su variador de velocidad, los motores son asíncronos, con los datos nominales mostrados a continuación:

Tabla 2.2. Datos nominales del motor

Parámetros	Valores
Pn	60.5 KW
Un	40 V
In	75 A
F. Pot	0,81

En la tabla se muestran los valores de la potencia, el voltaje, la intensidad de la corriente y el factor de multiplicación de potencia del motor.

2.9.2. Selección de los variadores de velocidad por Power Electronics (SDRIVE 700)

A la hora de seleccionar el variador de velocidad en función de los resultados obtenidos luego de los cálculos realizados anteriormente, se consulta el catalogo para la selección del modelo en función de los resultados obtenidos. (Anexo 2)

Luego se revisa la tabla 3 que relaciona los modelos en función de las características específicas de cada variador. (Anexo 3)

2.10. Metodología de Cálculo para la Valoración Económica

Para la valoración económica se realiza el costo de trasportación de 1 m³ de pulpa carbonato amoniacal y el de montaje de un variador de velocidad.

Gasto anual de explotación de una Bomba

$$G_b = V + F ; (CUC/año) \quad (2.47)$$

Donde:

V = Gastos unitarios variables, (CUC/año).

F = Gastos fijos globales, (CUC/año).

Gasto anual por consumo de energía eléctrica

$$g_{elect} = \frac{T_a \cdot N \cdot K_p \cdot t}{\eta} ; (CUC/año) \quad (2.48)$$

Donde:

T_a = Tarifa de corriente eléctrica (0,048 CUC/ kW·h).

N = Potencia consumida por el motor, (kW).

K_p = Coeficiente de pérdida;(1.04).

t = Cantidad de horas de funcionamiento en el año (8760 h).

η = Rendimiento del motor eléctrico, (%).

2.11. Conclusión del capítulo 2

1. La metodología establecida cumple con las condiciones del modelo reológico del fluido, teniendo en consideración los elementos de la instalación y las características del material a trasegar.
2. El cálculo para la instalación de variadores de velocidad permitirá la selección de un variador efectivo que cumpla con las condiciones de

trasiego existentes en la UEB Lixiviación y lavado en la caja de transferencia 139.

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS, VALORACIÓN ECONÓMICA E IMPACTO MEDIOAMBIENTAL

3.1. Introducción

Para visualizar y analizar los resultados obtenidos con mayor facilidad insertamos las tablas con ayuda de la herramienta Microsoft Excel, se grafica la curva de la bomba para ver el punto de trabajo de la misma.

Toda planta o instalación lleva consigo una valoración económica ya que en esta se destinan una gran cantidad de recursos. Aparejado a esto están los estudios medio ambientales los cuáles son necesarios que cumplan con las normas establecidas para garantizar así una operación final con éxito.

En tal sentido **el objetivo** de este capítulo es realizar el análisis de los resultados, la valoración económica y el impacto medioambiental que tiene el proceso de lixiviación de cola.

Tabla 3.1 Principales resultados calculados

Q (m ³ /h)	Q (m ³ /s)	v (m/s ²)	R_s	f	ξh_{imp}	ξh_{succ}	$\Sigma \xi_t$	Pérd. totales	H_{red}
600	0,17	3,40	387788,54	0,01	2141,80	99,05	39,59	2271,71	26,04
900	0,25	5,10	581682,81	0,01	4819,05	222,87	39,59	5078,85	26,09
1000	0,28	5,66	646314,23	0,01	5949,45	275,15	39,59	6264,08	26,12
1200	0,33	6,79	775577,08	0,01	8567,20	396,22	39,59	9008,84	26,17
1400	0,39	7,93	904839,92	0,01	11660,92	539,30	39,59	12252,64	26,23
1600	0,44	9,06	1034102,77	0,01	15230,58	704,39	39,59	15995,49	26,30
1800	0,50	10,19	1163365,62	0,01	19276,21	891,49	39,59	20237,38	26,38

Continuación tabla 3.1

Q (m ³ /h)	Q (m ³ /s)	R_c	n_s	NPSHd	NPSHr	η_v	N_b	N_{eje}	N_m
600	0,17	1,50	136,06	12,15	4,53	95,24	55,43	82,73	86,86
900	0,25	1,50	166,63	12,15	5,12	95,24	83,14	124,09	130,29
1000	0,28	1,50	175,65	12,15	5,28	95,24	92,38	137,88	144,77
1200	0,33	1,50	192,41	12,15	5,58	95,24	110,85	165,45	173,72
1400	0,39	1,50	207,83	12,15	5,85	95,24	129,33	193,03	202,68
1600	0,44	1,50	222,18	12,15	6,09	95,24	147,80	220,60	231,63
1800	0,50	1,50	235,65	12,15	6,32	95,24	166,28	248,18	260,59

La tabla 3.1 muestra los principales parámetros calculados, partiendo desde el modelo reológico Plástico de Bingham para un fluido no newtoniano según Arévalo, (2008). Dentro de los que están el Reynolds el cual como se muestra para los diferentes caudales, está en un régimen de trabajo turbulento, el factor de fricción en dependencia del número de reynolds no varía considerablemente, se muestran también las diferentes perdidas tanto como en la impulsión como en la succión y las pérdidas totales.

La altura de la red, con la velocidad especifica la cual varía considerablemente según el caudal, tiene alusión el NPSHd y el NPSHr, que con estos dos queda demostrado que la bomba no trabaja en régimen de cavitación, el rendimiento volumétrico, la potencia de la bomba y del motor, con gran variación.

Tabla 3.2. Datos nominales del sistema de bombeo

parámetro	Valores	U/M
Caudal Q	1000	m ³ /h
Bombas WARMAN 6/4	4	
Trasmisión	Polea-Correa	
Potencia de motor	60,5	KW
Número de revoluciones del motor	1200	rpm
Voltaje	40	V
Material	Pulpa carbonato-amoniaco	
Densidad ρ	1130	kg/m ³
Longitud L	150	m
Altura	30	m
Temperatura t	≤ 40	°C
Peso especifico	11085,3	N/m ³
NPSHr	5	m

En esta tabla se muestran los principales parámetros nominales del sistema de bombeo de la caja de transferencia hasta el distribuidor 139 A.

3.2. Leyes de Semejanzas

Teniendo en cuenta varios parámetros, al aplicar las leyes de semejanza las relaciones que existen entre sus características principales, gasto, altura y potencia en los parámetros geométricos y cinemáticos obtuvimos semejanzas aproximadas con respecto a la bomba de trabajo y la selección según los cálculos realizados fueron de una bomba con las siguientes características:

Tabla 3.3. Datos nominales del sistema de bombeo

$Q \text{ (m}^3\text{/h)}$	1200
$Q \text{ (m}^3\text{/s)}$	0,33
$v \text{ (m/s}^2\text{)}$	6,79
R_e	77557,71
f	0,01
ξh_{imp}	8567,20
ξh_{succ}	396,22
$\Sigma \xi_t$	39,59
Pérdidas totales	9008,84
H_{red}	26,17
R_c	1,50
n_s	192,41
NPSHd	12,15
NPSHr	5,58
η_v	95,24
N_b	110,85
N_{ese}	165,45
N_m	173,72

La tabla muestra los valores de la selección según los criterios de semejanza y teniendo en cuenta la velocidad específica se puede clasificar la turbomáquinas en Rápida ya que:

Rápidas: $n_s = 150 - 300$; $\frac{D_2}{D_1} = 1,8 - 1,3$

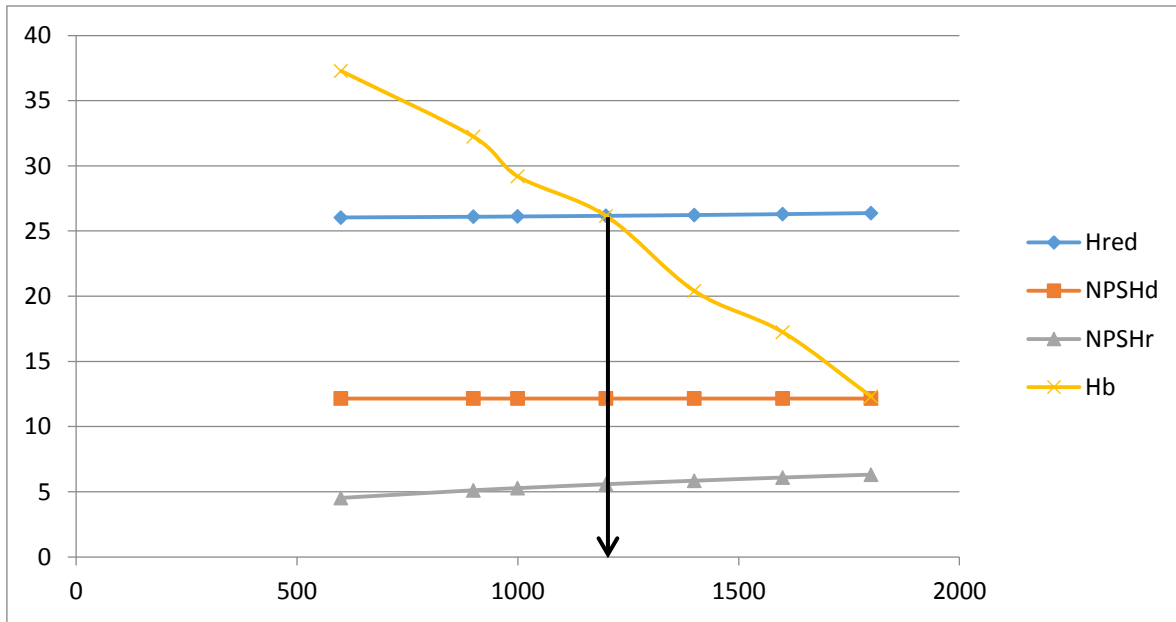


Figura 1: Curvas características de la bomba

La figura muestra las curvas características de la bomba donde se aprecia el punto de trabajo de la misma al intersectar la curva de la red el cual es de 1200 m³/h.

3.3. Condición de ausencia de cavitación

El parámetro NPSHr debe ser comparado con el NPSHd, el cual está determinado por las características del tramo de succión del sistema, y se puede mejorar aumentando el diámetro de la tubería de succión, mejorando la calidad de la tubería, reduciendo la distancia de la tubería de succión y la cantidad de accesorios. Todo lo anterior con el fin de garantizar que:

$NPSH_d = 12,15 \geq NPSH_r = 5,58$, para el caso de la bomba adecuada que cumpla las condiciones de trabajo que exige el sistema.

3.4. Selección del variador de velocidad

Tabla 3.4. Parámetros calculados para la selección del variador de velocidad.

Parámetros	Valores	U/M	Ecuación
Pv	127,05	kW	2.44
Iv	203,7	A	2.45
Iarr	329,8	A	2.46

En la tabla 3.4 se muestra los principales resultados del variador de velocidad el cual cumple las condiciones exigidas por el sistema de bombeo. Para los datos requeridos se seleccionó un variador de velocidad modelo SD70250552

Además de otros datos los cuales son de gran importancia:

- Grado de protección: IP54
- Tensión de alimentación: 380 - 500 V
- Filtro: Filtro de segundo entorno
- Número de pulsos: 6 pulsos

3.5. Resultados del balance energético y rendimiento

La determinación del balance energético de una bomba, a través de las características proporcionadas por el fabricante en el manual de la bomba, establecieron que para un caudal de $300 \text{ m}^3/\text{h}$ su rendimiento es del 67 % y su potencia es de 60,5 kW .

3.6. Valoración económica

En el análisis de la valoración económica se consideraron dos situaciones: una, para la determinación del costo de explotación de la instalación para la transportación de un m^3 de pulpa. Y la propuesta del montaje de un variador de velocidad el cual se realizó por el método de estimación, que es una de las formas de cálculo económico para estimar los costos.

Los resultados arrojan un gasto anual de explotación de una bomba por 10 491,695 CUC/año con un caudal de $1\,104\,636 \text{ m}^3/\text{año}$ de los cuales el costo de transportación es equivalente a 1,111 CUC/ m^3 . El gasto por consumo de energía es de 3 706,09 CUC .

3.7. Impacto medio ambiental

La fábrica de níquel de Punta Gorda “Comandante Ernesto Che Guevara”, durante varios años de explotación ha producido un gran impacto negativo sobre el medio ambiente. Debido a problemas tecnológicos y al manejo ambiental inadecuado

durante todo el periodo de explotación, se han originado afectaciones medioambientales severas; como son:

- La emisión de gases conteniendo amoníaco y carbonato de níquel en los alambiques de cola y licor.
- Generación de dióxido de azufre y otras sustancias nocivas durante el proceso de separación de cobalto, filtración y secado al aire libre en un almacén abierto sin sistema de extracción de gases por tiro forzado, los cuales producen corrosión en las instalaciones.
- Generación de gases y compuestos químicos nocivos para la salud de los trabajadores en el área de preparación de sulfhidrato de sodio.
- Alta generación de calor en áreas aledañas a los alambiques de cola y de licor, produciendo estrés al trabajador.
- Ruidos, que aunque estén en la norma, afectan por acumulación y constancia el tímpano del oído y ocurre la pérdida de la audición.
- Altos niveles de amoníaco y erosión del polvo de cola en los residuos, afectando a la fauna natural.

Conclusión del capítulo 3

1. Dentro de los principales resultados se obtuvieron los relacionados con la selección de un variador de velocidad que cumple con las condiciones de trasiego
2. Se realizó una valoración económica en la cual se obtuvieron resultados los cuales antes no se habían topado en lo relacionado con la instalación objeto de estudio
3. Se manifiesta el impacto medio ambiental de la planta con respecto al amoníaco y a la cola, el cual según datos se encuentra en niveles permisibles.

CONCLUSIONES GENERALES

1. La revisión bibliográfica ha permitido determinar los parámetros reológicos de la pulpa a 55 % de sólido y una temperatura de 40 °C.
2. Se seleccionó el variador de velocidad modelo SD70250552, con las características siguientes: $P_v = 132 \text{ kW}$, $I_v = 250 \text{ A}$, $I_{arr} = 330 \text{ A}$, lo cual da solución a la necesidad de trasiego de la instalación objeto de estudio.
3. Se comprobó que las bombas no trabajan a régimen cavitacional ya que la altura de succión neta positiva requerida es menor que la altura de succión neta disponible; obteniendo que el (NPSH) disp. tiene un valor de 12,15 m y el (NPSH) req es de 5,58 m.

RECOMENDACIONES

1. Realizar un estudio más profundo de las propiedades de la pulpa lixiviada, así como los modelos reológicos de los flujos de la planta.
2. Situar en la instalación instrumentos de medición capaces de leer los parámetros del sistema de bombeo para comprobar las diferencias con respecto a los parámetros calculados en el presente trabajo.
3. Estudiar la posibilidad de hacer cambios en la transmisión.

BIBLIOGRAFÍA

- A, D. (s.f.). *“Manual de hidráulica aplicada”*. Cuba: Editorial Pueblo y educación.
- ALFONSO, H. L. (2012). *MÉTODO PARA LA DETERMINACIÓN DE PARÁMETROS RACIONALES DE TRANSPORTE POR TUBERÍAS DEL COMBUSTIBLE CUBANO CRUDO MEJORADO 650*. Holguín .
- Arévalo Suárez, J. (2008). *Evaluación de los parámetros de la instalación de bombeo con bombas Warman 6/4 en la planta de lixiviación y lavado de la empresa Comandante Ernesto Ché Guevara*.
- Breff., I. A. (2002). *Estudio del Hidrotransporte de las Colas en el Proceso Carbonato Amoniaca*l. . Moa.
- Bustabad, O. M., & Nadia López Echevarria. (1984). *“Flujo de fluidos y separaciones mecánicas”*. Ciudad de La Habana: Dpto. de Ediciones del ISPJAE.
- Córdova, T. A. (1999). *“Estudio de los parámetros de la instalación de transporte hidráulico de las colas en la empresa Comandante Ernesto Che Guevara”*. Trabajo de diploma. ISMM. Moa.
- Crane. (1995). *“Flujo de fluidos; en válvulas, accesorios y tuberías”*. Mexico: Edición McGRAW – HILL/interamericana de Mexico, S.A de C.V.
- Fernández, J. P. (2015). *Manual de operaciones de la planta de Lixiviación y lavado de la Emp. Comandante Ernesto Che Guevara*. Moa .
- Garcel, L. R. (s.f.). *“Flujos de tuberías de suspensiones minerales no Newtonianas”*.
- Jiménez, Y. (2005). *“Trabajo de Diploma”*. . Moa.
- José N. Pupo Fernández, J. B. (2005). *Diseño y evaluación de estado de bombeo del Licor en la planta de lixiviación de la Empresa Che Guevara* . Moa.

- L. R. Garcell., Y. C. (1990). *“Estudio Reológico de las Suspensiones de Limonita de la Empresa CMDTE Pedro Sotro Alba de Moa”*. Santiago de Cuba: Facultad de Tecnología Química. Departamento de Procesos Químicos.
- M., C. V. (s.f.). *“Bombas, ventiladores y compresores”*. URSS: Editorial Mir .
- Mauri, J. H. (2011). *Estudio para la implementación de variadores de velocidad en accionamientos de bombeo del área de Contactos de la planta de Lixiviación y Lavado de la Empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”* . Moa .
- Polier, .. Y. (2016). *Evaluación del sistema de bombeo de cola en la Planta de Recuperación de Amoniaco de la empresa Comandante Ernesto Che Guevara*. Moa .
- (s.f.). *PROCEDIMIENTOS PARA PRÁCTICAS DE LABORATORIO EN LA ASIGNATURA MECÁNICA DE LOS FLUIDOS* .
- Ramírez, A. A. (2013). *Análisis del bombeo para cola en la cuarta etapa de lavado en la empresa Comandante René Ramos Latour* . Moa.
- Rodríguez, O. O. (2016). *Análisis de cavitación en bombas que trasiegan carbonato de níquel en la Empresa “Comandante Ernesto Che Guevara”*. Moa .

ANEXOS

Anexo 1

Tabla 1. Características de la pulpa a transportar

Características de la pulpa (Producto Terminado)		
Producto	pulpa	U/m
Sólido	65	%
Líquido	35	%
Densidad	1070 a 1130	g/l
Viscosidad Cinemática	0,00000219	m ² /s
Viscosidad Plástica	0,0024747	Pa·s
Temperatura	≤40	° C
Características del Líquido que forma la pulpa		
Líquido (Solución de Carbonato Amoniacal)	Valores	U/m
CONCENTRACIÓN	NH ₃ ≥ 25	g/l
	Co ₂ ≥ 17,5	g/l
	Ni ≤ 0,15	g/l
	Co ≤ 0,03	g/l
Densidad	1,025	t/m ³
Temperatura	40	° C
pH	8 a 9	-
Viscosidad	1	cP
Conductividad Eléctrica	> 20	mS/m
Características del sólido que forma la pulpa		
Sólido (Mineral Reducido)	Valores	U/M
Densidad	3,8 a 4,17	t/m ³
Tamaño Medio de Partículas	(85%-200) ; (7%+100)	
Configuración	Aristas Vivas	
Composición Química	Ni ≤ 0,33	%
	Fe ≥ 42	%
	CO = (0,03 a 0,09)	%

Fuente: Arévalo (2008)

Nota: En la tabla anterior se muestran valores obtenidos en investigaciones realizadas en el **CEIDINIQ** por Arévalo (2008).

Anexo 2

Tabla 2: Sección del catálogo para la selección del variador de velocidad

TALLA	CÓDIGO	TEMPERATURA TRABAJO 50°C CARGA PESADA			TEMPERATURA TRABAJO 40°C CARGA NORMAL		
		I(A) Nominal	Power (kW) a 400Vac	150% Sobrecarga	I(A) Nominal	Power (kW) a 400Vac	120% Sobrecarga
1	SD70006 5x x xx	6	2,2	9	7,5	4	9
	SD70007 5x x xx	7,5	3	11	9	4	11
	SD70009 5x x xx	9	4	14	11	5,5	14
	SD70012 5x x xx	12	5,5	18	15	7,5	18
	SD70018 5x x xx	18	7,5	27	23	11	27
	SD70024 5x x xx	24	11	36	30	15	36
2	SD70032 5x x xx	32	15	48	40	18,5	48
	SD70038 5x x xx	38	18,5	57	48	22	57
	SD70048 5x x xx	48	22	72	60	30	72
3	SD70060 5x x xx	60	30	90	75	37	90
	SD70075 5x x xx	75	37	113	94	45	113
4	SD70090 5x x xx	90	45	135	113	55	135
	SD70115 5x x xx	115	55	173	144	75	173
	SD70150 5x x xx	150	75	225	188	90	225
	SD70170 5x x xx	170	90	255	213	110	255
5	SD70210 5x x xx	210	110	315	263	132	315
	SD70250 5x x xx	250	132	375	313	150	375
6	SD70330 5x x xx	330	160	495	413	220	495
	SD70370 5x x xx	370	200	555	463	250	555
	SD70460 5x x xx	460	250	690	575	300	690

Anexo 4

Figura 1: Esquema eléctrico del variador de velocidad.

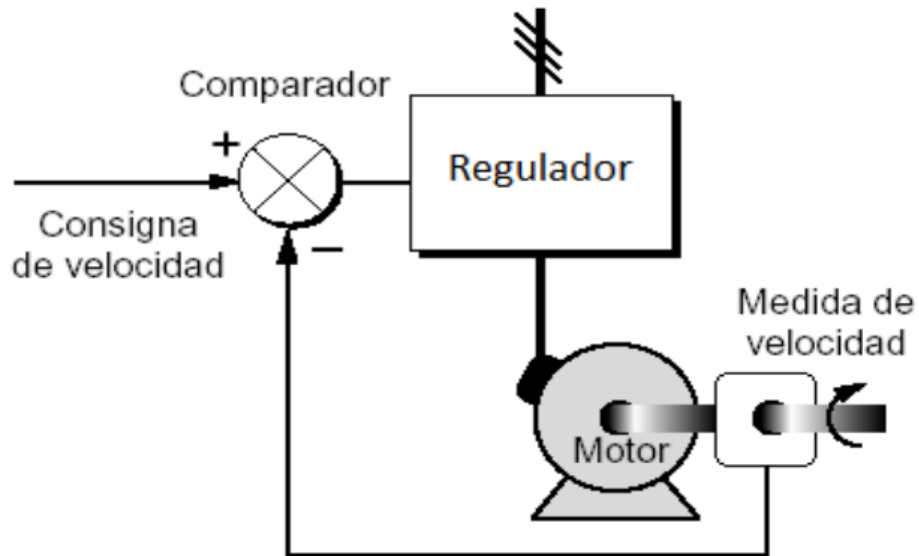


Figura 2: Bomba para lodo centrifuga Warman 6/4

