



*Ministerio de Educación Superior
Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa
"Dr. Antonio Núñez Jiménez"
Facultad de Metalurgia y Electromecánica
Departamento de Ingeniería Mecánica*

TRABAJO DE DIPLOMA

EN OPCIÓN AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

*Título: Estudio de las pérdidas de carga en la
instalación semi-industrial de hidrotransporte del
ISMMM.*

Tutor: Ms.C. Rodney Martínez Rojas.

Autor: Siureivis Marzo Rodríguez

Moa, 2014

Declaración de autoridad

Yo, Siurelvis Marzo Rodríguez, autor del Trabajo de Diploma titulado: **Estudio de las pérdidas de carga en la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM** y el tutor Ms.C. Rodney Martínez Rojas certificamos la propiedad intelectual y la calidad del mismo a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, el cual podrá hacer uso del mismo con la finalidad que estime conveniente.

Para que así conste firmamos la presente:

Autor: Siurelvis Marzo Rodríguez _____

Tutor: Ms.C. Rodney Martínez Rojas _____

Pensamientos

El porvenir del país está ligado directamente al desarrollo de la ciencia y la técnica. Nunca podemos caminar con nuestros propios pies, mientras no tengamos una tecnología avanzada, basada en una técnica propia, en una ciencia propia. Por ello, la tarea de crear ingenieros es importante...

Ernesto Che Guevara

"Si no existe organización, no existe racionalidad, las ideas después del primer impulso, van perdiendo eficacia, van cayendo en la rutina, en el conformismo y acaban por ser simplemente un recuerdo".

Ernesto Che Guevara

DEDICATORIA

Dedico este trabajo que con tanto esmero he realizado a todas las personas que me dan amor y cariño, que sin ellos no podría realizar mis sueños en la vida, de una manera especial a mi mamá Marianela Rodríguez Ramos, a mi papá Silvio Marzo González, a mi hija Dianabel Marzo Gómez, a mi esposa Danay Gómez Rodríguez, a mi hermano Yoennis Marzo Rodríguez, sin olvidar al resto de mi familia que de una manera u otra contribuyeron a mi formación profesional y personal.

Por último le doy gracias a Dios.

Agradecimientos:

Quiero agradecer en primer lugar a la Revolución Cubana por darme la oportunidad de tener una educación gratuita.

Al máximo líder de la Revolución Fidel Castro Ruz artífice de esta obra.

Al Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa por permitirme estudiar en sus aulas y formarme profesionalmente.

Agradezco la ayuda constante de mi tutor Ms.C. Rodney Martínez Rojas que de una manera u otra contribuyó a mi orientación y revisión de mi trabajo de Diploma.

Por último agradezco a mis compañeros y profesores que se han esforzado en el transcurso de estos cinco años a contribuir en mi aspiración de ser ingeniero mecánico a todos ellos junto a mi familia y a Dios que no se me puede olvidar, muchas gracias.

RESUMEN

El presente trabajo de diploma fue realizado en la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM, donde se realiza un estudio de las pérdidas de carga en las tuberías durante el transporte de agua y cieno carbonatado, así como la obtención de parámetros operacionales del sistema trabajando en el circuito semi abierto de descarga directa en el tanque. Para diferentes números de revoluciones del motor existentes.

Se obtiene los puntos de operación del sistema bajo las diferentes condiciones (agua y cieno carbonatado), así como el análisis cavitacional del mismo. Y el costo de transportar el fluido analizado. Se realiza el estudio del comportamiento de la pérdida de carga en las secciones de tuberías rectas, en un rango de variación del caudal dado, durante el transporte de agua y cieno carbonatado a 20 por ciento de sólido.

Se establece un procedimiento de funcionamiento y toma de datos en la instalación, así como normas de protección y seguridad para el trabajo en la misma.

Summary

The present work was carried out in the industrial installation of hydrotransport of the ISMM, where is carried out a study of the losses of charge in the pipes during the transport of water and carbonated silt, as well as the obtaining of operational parameters of the system working in the circuit semi open of direct discharge in the tank. For different numbers of revolutions of the existent motor.

It is obtained the points of operation of the low system the different conditions (it dilutes and carbonated silt), as well as the analysis cavitation of the same one. And the cost of transporting the analyzed fluid. Is carried out the study of the behavior of the loss of charge in the sections of right pipes, in a range of variation of the given flow, during the transport of water and carbonated silt to 20 solid percent.

An operation procedure settles down and taking of data in the installation, as well as protection norms and security for the work in the same one.

INDICE

	Introducción	1
CAPÍTULO 1	Marco teórico	4
1.1	Introducción	4
1.2	Antecedentes y actualidades de la temática tratada	4
1.3	Trabajos precedentes realizados en la instalación objeto de estudio	5
1.4	Principales propiedades y características de los fluidos	7
1.5	Pérdidas de carga en tuberías	10
1.5.1	Flujo de fluidos en válvulas y accesorios	12
1.6	Ventajas del transporte por sistemas de tuberías	14
1.7	Máquinas de flujo	15
1.8	Descripción de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM	23
1.9	Conclusiones del capítulo	27
Capítulo 2	Materiales y métodos	
2.1	Introducción	28
2.2	Materiales a transportar	28
2.2.1	Propiedades del agua	28
2.2.2	Propiedades del cieno carbonatado	28
2.3	Características de los elementos constructivos de la instalación semi-industrial de hidrotransporte	30
2.4	Metodología empleada para el cálculo hidráulico en la instalación semi-industrial de hidrotransporte	32
2.5	Análisis de la pérdida de carga en conductos rectos	41
2.6	Conclusiones parciales	44
Capítulo 3	Análisis de los resultados.	
3.1	Introducción	45
3.2	Análisis del sistema de bombeo de la estación semi-industrial de hidrotransporte para distintas condiciones de trabajo	45
3.3	Parámetros generales de la instalación, para las dos condiciones de trabajo del sistema.	45
3.4	Sistema con el circuito semi-abierto bombeando agua cruda con	46

	la bomba пG 126/25 con cierre de la válvula de recirculación	
3.5	Sistema con el circuito semi-abierto bombeando cieno carbonatado con la bomba пG 126/25 con cierre de la válvula de recirculación	49
3.6	Análisis de la pérdida de carga en la sección de tubería recta	51
3.7	Valoración económica	53
3.8	Procedimiento de funcionamiento y toma de datos en la instalación	55
3.9	Conclusiones del capítulo	56
	Conclusiones	57
	Recomendaciones	58
	Bibliografía	59
	Anexos

INTRODUCCIÓN

En la actualidad, la industria minero metalúrgica utiliza diversas formas de transportación de mineral, teniendo gran auge el transporte hidráulico, debido a la capacidad que tienen las bombas para el trasiego de fluidos hacia donde se desee transportar. A su vez, el crecimiento y perfeccionamiento de los procesos productivos están ligados con las mejoras de los equipos de bombeo y con un mejor conocimiento de su funcionamiento y explotación.

El transporte de fluidos ha demostrado ventajas ante otros tipos de transportes, pero también presenta desventajas como son, su rápido deterioro y elevado consumo energético, fundamentalmente provocados por la cavitación y las vibraciones presentes en las bombas.

En el mundo actual que vivimos el transporte hidráulico por tubería tiene un papel esencial en el transporte de fluidos, es así por su efectividad económica y ecológica teniendo en cuenta los otros tipos de transporte existentes. En esta forma de transporte el consumo de energía tiene que ver en su mayoría con las pérdidas de carga a lo largo del sistema de tubería y ésta, al mismo tiempo, depende del tamaño del conducto, su particularidad de trabajo y tecnología con la que fue fabricado, además del régimen de trabajo de la instalación y de las propiedades físico-mecánicas del material utilizado y de su cantidad a manipular.

Todos estos factores influyen en diferentes aspectos del sistema diseñado y cambian con mucha facilidad e incurrir a la vez, con otros valores tanto en los indicadores de economía como en la eficiencia del proceso tecnológico de la instalación. Si se desea investigar y mejorar el sistema de transporte de la suspensión conllevaría el análisis detallado de los factores que forman parte del proceso productivo.

En el Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa (ISMMM), existen áreas e instalaciones destinadas al estudio y comportamiento de los fluidos industriales, en especial del níquel, así como los elementos y equipos que componen dichas instalaciones. Dirigidos por profesores investigadores del área de la Mecánica de los Fluidos.

La instalación semi-industrial de hidrotransporte construida alrededor de los años 1985 y 1986 es una de estas áreas destinadas para la investigación y la docencia, la misma consta de bombas, tuberías, accesorios e instrumentación destinados al control de los parámetros de funcionamiento de estos equipos para el bombeo de diferentes fluidos. Se dispone de un sistema de redes en circuito cerrado y semiabierto por el cual se trasiegan los fluidos en estudio (agua y pulpas principalmente).

Esta instalación de prueba se encuentra actualmente en una reparación y modernización de su equipamiento, para una mayor eficiencia y grado de confiabilidad de los estudios que se están realizando en la misma.

La instalación semi-industrial de hidrotransporte presenta las deficiencias relacionadas a continuación:

1. La necesidad de una correcta calibración y funcionamiento de los instrumentos de control (manómetros, flujómetros).
2. Insuficiente conocimiento de los parámetros operacionales de diseño de la estación de bombeo instalada.
3. Deterioro en la red eléctrica de la instalación.
4. No consta de un sistema de mantenimiento adecuado.

Esta instalación se encuentra en un proceso de reparación y puesta en marcha, lo que incluye un mejoramiento de su sistema de mediciones, reparación de tramos de tuberías y reparación del sistema de alimentación eléctrica, que permitirá la realización tanto de docencias, trabajos de pregrados, maestrías y doctorados.

Esto demuestra la necesidad de realizar un estudio del funcionamiento y control de las mediciones de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.

Problema.

Insuficiente conocimiento de los parámetros operacionales de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM a partir de un correcto funcionamiento del sistema de medición y control instalado, que impiden la utilización eficiente de dicha instalación.

Objeto de estudio:

Instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.

Campo de acción:

Sistema de transporte de fluidos por tuberías.

Hipótesis.

El análisis experimental de la pérdida de carga de la instalación semi-industrial de hidrotransporte a partir de la variación de la velocidad del fluido a transportar permitirá obtener los parámetros operacionales adecuados en la instalación, así como un correcto ajuste de los instrumentos de mediciones instalados.

Objetivo.

Establecer los parámetros operacionales de funcionamiento de la instalación, así como el análisis de las pérdidas de carga en el sistema para diferentes fluidos.

Tareas.

1. Establecimiento del marco teórico de la temática a tratar.
2. Preparación y puesta en funcionamiento de la instalación para el análisis experimental.
3. Cálculo verificativo de los parámetros de trabajo de la instalación a partir de las condiciones de la red.
4. Análisis de las pérdidas de carga del sistema tanto para el agua como para el ceno carbonatado.
5. Valoración económica e impacto ambiental de la instalación.

CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO

1.1. Introducción

La máxima prioridad del hombre hoy día es alcanzar la máxima fiabilidad y rendimiento en el transporte de materiales, hidromezclas, gases, líquidos puros, etc. Hace que se dedique a la búsqueda de una forma de traslado (transporte) más rápido y efectivo, con la respectiva garantía y reducción de los costos, alta productividad, máxima seguridad operacional y mínimo riesgo ambiental.

El **objetivo** de este capítulo es: Explicar los fundamentos teóricos sobre el transporte de fluidos y el análisis de bibliografías recomendadas en la temática.

1.2. Antecedentes y actualidades de la temática tratada

El deseo del hombre de comprender los fenómenos en los fluidos, surgió cuando tuvo problemas de suministro de agua, de irrigación, de navegación y de energía hidráulica. Con sólo una rudimentaria apreciación de la física de los fluidos, cavó pozos, construyó canales, operó ruedas hidráulicas y dispositivos de bombeo rudimentarios y al aumentar el tamaño de sus ciudades, construyó acueductos cada vez más grandes, los que alcanzaron su mayor dimensión y grandeza en la ciudad de Roma. Pero, a excepción de las ideas de Arquímedes (287-212 A. de J.C.) sobre los principios de flotación, en la mecánica de fluidos moderna aparece muy poco del escaso conocimiento de los antiguos.

Un fluido newtoniano es una sustancia que se deforma continuamente cuando se somete a un esfuerzo cortante sin importar que tan pequeño sea. Un esfuerzo cortante es la componente de fuerza tangente a una superficie y esta fuerza dividida por el área de la superficie, es el esfuerzo cortante promedio sobre dicha superficie (Ravinovich, 1986; Nekrasov, 1990; Gerhart and Gross, 1992, 1995; Kuttz, 1995; Robert and McDonald, 1995; Streeter et al., 2000; Martínez et al., 2007).

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 higroscópicos. Se emplean en distancias pequeñas, medias y grandes. En pequeñas distancias se emplean para el transporte interno de las industrias 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, así como en la descarga por 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.

El transporte hidráulico por tuberías juega un rol fundamental en el transporte de pulpas debido a su efectividad económica y medioambiental respecto a los demás tipos de transporte, el mismo cada día sigue siendo objeto de muchos trabajos investigativos con el estudio integral de los sistemas en muchas instalaciones industriales y mineras. En lo que respecta a lograr buenos diseños constructivos y de simplificar la traza o vía de traslado de determinados productos industriales que en consecuencia exigen altos gastos.

En el desarrollo integral de nuestras industrias mineras, y en particular las fábricas niquelíferas, siguen siendo de trascendental importancia los esfuerzos destinados al mejoramiento técnico de las instalaciones existentes, relacionadas con la búsqueda de ideas novedosas y la aplicación de tecnologías avanzadas en el transporte hidráulico como consecuencia de las cuantiosas ventajas que este nos aporta.

1.3. Trabajos precedentes realizados en la instalación objeto de estudio

Uno de los primeros investigadores que trató el tema sobre la transportación de mezclas fue Barreto (1979), sobre la base de las investigaciones teórico experimental y el análisis de otros autores determinó los parámetros y estableció los regímenes racionales de hidrotransporte de minerales de hierro y concentrados. Elaboró las recomendaciones sobre la modelación de las suspensiones, selección de los regímenes efectivos y la metodología para la determinación de los parámetros de materiales sólidos de alta densidad (hasta 40 % de sólido por volumen).

Izquierdo (1989) expone como determinar los parámetros y regímenes de hidrotransporte de mineral laterítico aplicable a las condiciones del proceso productivo de la empresa Comandante Pedro Soto Alba, estableció las propiedades físico-mecánicas de las hidromezclas. Enunció el modelo físico-matemático que caracteriza el flujo de las pulpas lateríticas. Comprobó que durante el flujo, dependiendo de la velocidad de las pulpas y de su concentración en cuanto al sólido, se presentan los regímenes estructurales transitorios y turbulentos. Logró las dependencias para encontrar el coeficiente de resistencia hidráulica para el movimiento del régimen estructural y las pérdidas hidráulicas durante el movimiento de la hidromezcla en régimen turbulento.

Para calcular el tipo de movimiento cuando la hidromezcla circula a bajas velocidades con grandes concentraciones de sólido Izquierdo et al., 2001 utilizó una instalación semi-industrial diseñada al efecto, aquí se determinaron las propiedades físico-mecánicas del citado mineral y sus propiedades reológicas de la hidromezcla. Resultó expuesta la existencia del régimen estructural de movimiento para esta hidromezcla, enmarcándolo dentro de los fluidos viscoso-plásticos, obteniendo gráficamente y analíticamente como relacionar el coeficiente de pérdida hidráulica por rozamiento (f) y el número generalizado de Reynolds (Re).

Turro (2002), en su tesis doctoral estudia el hidrotransporte de las colas en el proceso carbonato amoniacal, planteando un modelo físico, su novedad está dado por el cálculo y evaluación de las instalaciones de hidrotransporte, a partir de sus resultados de caracterización realizado y del sistema de ecuaciones producto del modelo físico-matemático.

Rodríguez (2013) realiza un cálculo verificativo del sistema de hidrotransporte objeto de estudio y establece parámetros de la instalación bajo diferentes condiciones de funcionamiento durante el transporte de cieno carbonatado.

Brefe (2013) Establece un diseño de un agitador mecánico para la homogenización y preparación de la pulpa en el tanque de alimentación de la instalación objeto de estudio y establece la velocidad de sedimentación de las partículas del cieno carbonatado durante su transporte por tuberías.

Se han realizado otras investigaciones relacionadas con el Cieno Carbonatado, donde se establecen las características físico-químicas de la hidromezcla de Cieno Carbonatado para la evaluación del sistema de bombeo:

- Hernández (2003); aporta el gráfico que relaciona el factor de fricción en función del número de Reynolds y Hedstron.
- Jiménez (2005). Partiendo de la caracterización del Cieno Carbonatado evalúa la instalación existente para la transferencia de la pulpa desde el Puerto hasta la planta de Neutralización.
- Martínez (2009); mediante modelos físico-matemático establece la regulación del movimiento de las suspensiones de Cieno Carbonatado y como proceden en su movimiento por la red de tuberías, analizando experimentalmente las propiedades físico-químicas y mecánicas, composición granulométrica, mineralógica y comportamiento reológico, entre otros factores.
- Gómez (2010); realiza un perfeccionamiento del sistema de transporte de cieno carbonatado en el Puerto Moa, planteando una metodología de cálculo específica para este tipo de fluido.

Todas estas investigaciones abarcan el tema en estudio con disímiles resultados, aunque se hace necesario un nuevo cálculo verificativo del sistema bajo nuevas condiciones de funcionamiento y modificaciones realizadas, así como un estudio y comprobación de los instrumentos instalados que permitan el análisis de las pérdidas de presión en las tuberías conductoras durante el hidrotransporte de fluidos. Y establecer parámetros adecuados de funcionamiento con una disminución de los consumo de energía en las instalaciones semi-industrial.

1.4. Principales propiedades y características de los fluidos

Se denomina fluido a la sustancia que, bajo la acción de un esfuerzo cortante, se deforma continua e irreversiblemente. Los gases, vapores y líquidos, son fluidos por excelencia. No obstante, existen en la naturaleza algunos materiales de apariencia sólida (por ejemplo, la plastilina, la pasta dental y otros) que fluyen a través de conductos al ser sometidos a la acción de esfuerzos cortantes. Estos materiales, desde un punto de vista técnico, son fluidos, ya que pueden deformarse continua e

irreversiblemente. Los fluidos son sustancias que se adaptan a la forma de los recipientes que los contienen. Cuando están en equilibrio no pueden soportar fuerzas tangenciales o cortantes. Todos los fluidos son compresibles en cierto grado y ofrecen poca resistencia a los cambios de forma.

Dentro de las principales propiedades de los fluidos tenemos:

Viscosidad: La viscosidad expresa la facilidad que tiene un fluido para fluir cuando se le aplica una fuerza externa. El coeficiente de viscosidad absoluta, es una medida de su resistencia al deslizamiento o a sufrir deformaciones internas. La unidad de viscosidad dinámica en el sistema internacional (SI) es el Pascal segundo (Pa*s) o también Newton segundo por metro cuadrado (N*s/m²), o sea Kilogramo por metro segundo (Kg/m*s). Esta unidad se conoce también con el nombre de Poiseuille (PI) en Francia. En el sistema CGS el Poise es la unidad correspondiente.

Viscosidad cinemática: Es el cociente entre la viscosidad dinámica y la densidad. En el sistema internacional (SI) la unidad de viscosidad cinemática es el metro cuadrado por segundo (m²/s). La unidad CGS correspondiente, es el Stoke (St), con dimensiones de centímetro cuadrado por segundo y el centistoke (cSt), 10⁻² Stoke, que es el submúltiplo más utilizado.

$$\nu(\text{centistokes}) = \frac{\mu(\text{centipoise})}{\rho(\text{gramos/cm}^3)} \quad (1.1)$$

Densidad y volumen específico:

La densidad de una sustancia: es su masa por unidad de volumen. La unidad de densidad en el (SI) es el kg/m³ se denota por ρ (Rho).

$$\rho = \frac{m}{v} \quad (1.2)$$

La unidad correspondiente en el (SI) para volumen específico V , que es el inverso de la densidad, es el metro cúbico por Kilogramo (m³/kg).

$$V = \frac{1}{\rho} \quad (1.3)$$

Velocidad media de flujo:

El termino velocidad se refiere a la velocidad media o promedio de cierta sección transversal dada por la ecuación de continuidad para un fluido estacionario.

$$v = \frac{q}{A} \quad (1.4)$$

Que no es más que la diferencia del caudal que desarrolla un fluido en una sección de tubería.

Radio hidráulico:

A veces se tienen conductos con sección transversal que no es circular. Para calcular el número de Reynolds en estas condiciones, el diámetro circular es sustituido por el diámetro equivalente (cuatro veces el radio hidráulico).

$$Rh = \frac{A_{\text{conducto}}}{P_{\text{mojado}}} \quad (1.5)$$

Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor que 2000 y turbulento si el número de Reynolds es superior de 4000.

Entre estos valores está la zona denominada crítica o de transición según (Resa, 2000).

$$Re = \frac{v^* D^* \rho}{\mu} = \frac{v^* D}{\nu} \quad (1.6)$$

La región que se conoce como la zona crítica aparece entre los números de Reynolds de 2000 a 4000. En esta región el flujo puede ser tanto laminar como turbulento, dependiendo de varios factores; éstos incluyen cambios de sección, de dirección del fluido y obstrucciones. El factor de fricción en esta región es indeterminado y tiene límites más bajos si el flujo es laminar y más alto si el flujo es turbulento.

El factor de fricción f , para condiciones de flujo laminar ($Re \leq 2000$) es función sólo del número de Reynolds; mientras que para el flujo turbulento ($Re \geq 4000$) es también función del tipo de pared de la tubería.

Si el flujo es laminar ($Re \leq 2000$), el factor de fricción puede determinarse a partir de la ecuación:

$$f = \frac{64}{Re} = \frac{64 \cdot \mu}{d \cdot v \cdot \rho} \quad (1.7)$$

Cuando se trabaja con pulpas (mezcla de mineral con agua), es necesario expresar la proporción relativa en que se encuentran el mineral y el agua.

La pulpa resultante se puede caracterizar con las siguientes definiciones:

- **Concentración de sólidos en peso (CP)**

Corresponde al porcentaje que tiene el peso o flujo másico del mineral, respecto del peso o flujo másico de la pulpa, es decir:

$$CP = \frac{\text{Flujo Másico del Mineral}}{\text{Flujo Másico de la Pulpa}} * 100; (\%) \quad (1.8)$$

- **Concentración de sólidos en volumen (CV)**

Corresponde al porcentaje que tiene el volumen o flujo volumétrico del sólido o mineral, respecto al flujo volumétrico de la pulpa. Es decir:

$$CV = \frac{\text{Flujo Volumétrico del Mineral}}{\text{Flujo Volumétrico de la Pulpa}} * 100; (\%) \quad (1.9)$$

- **Densidad de Pulpa (DP)**

Se define como la razón entre el peso o flujo másico de una pulpa y su peso o flujo volumétrico.

$$DP = \frac{\text{Flujo Másico de la Pulpa (T / h)}}{\text{Flujo Volumétrico de la Pulpa (m}^3 \text{ / h)}} ; (T/m^3) \quad (1.10)$$

- **Clasificación de granulometría**

Se denomina clasificación granulométrica o granulometría, a la medición y gradación que se lleva a cabo de los granos de una formación sedimentaria, de los materiales sedimentarios, así como de los suelos, con fines de análisis, tanto de su origen como de sus propiedades mecánicas, y el cálculo de la abundancia de los correspondientes a cada uno de los tamaños previstos por una escala granulométrica.

1.5. Pérdidas de carga en tuberías

Las pérdidas de carga se identifican con la pérdida de energía de un flujo hidráulico a lo largo de una conducción, por efecto del rozamiento

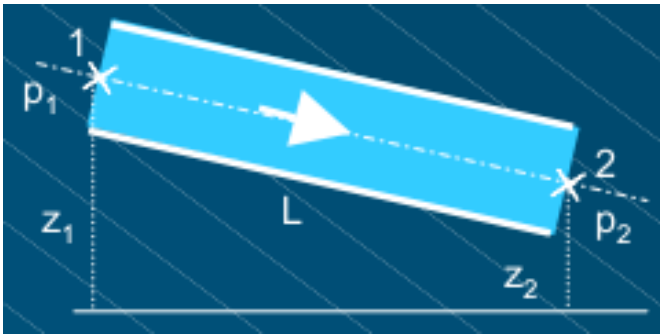


Figura 1.1. Pérdida carga en tuberías simples

- Conforme a la ecuación de Bernoulli

$$B_1 = B_2 + h_f = \left[\frac{P_1}{\gamma} + z_1 + \frac{v_1^2}{2g} \right] = \left[\frac{P_2}{\gamma} + z_2 + \frac{v_2^2}{2g} \right] + h_f \quad (1.11)$$

- En la práctica

$$h_f = \left[\frac{P_1}{\gamma} + z_1 \right] - \left[\frac{P_2}{\gamma} + z_2 \right] = H_1 - H_2 = \left[\frac{P_1}{\gamma} + \frac{P_2}{\gamma} \right] + [z_1 - z_2] \quad (1.12)$$

- No confundir la pérdida de carga con la caída de presión

$$\Delta_p = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_2}{\gamma} \quad (1.13)$$

- A la pérdida de energía por unidad de longitud se denomina también pendiente hidráulica

$$j = \frac{h_f}{L} \quad (1.14)$$

La circulación del flujo en las tuberías no podría entenderse sin las pérdidas de carga

- De no existir las pérdidas, podrían transvasarse caudales enormes entre pequeños desniveles.
- En la práctica, son las pérdidas las que nos determinan los caudales circulantes en función de la diferencia de alturas disponible.

Las pérdidas de carga en una conducción dependen de:

- La longitud de la conducción (directamente proporcional)
- El diámetro interno de la conducción (inversamente con la 5ª potencia)
- El caudal circulante (directamente con el cuadrado)
- La rugosidad interna del material de las paredes (menor influencia)

La variación altamente no lineal de las pérdidas con el diámetro y el caudal, representó durante siglos un importante obstáculo para el correcto diseño de las conducciones hidráulicas. La primera cuantificación de las pérdidas basada en un balance de fuerzas se debe a Chèzy (1765)

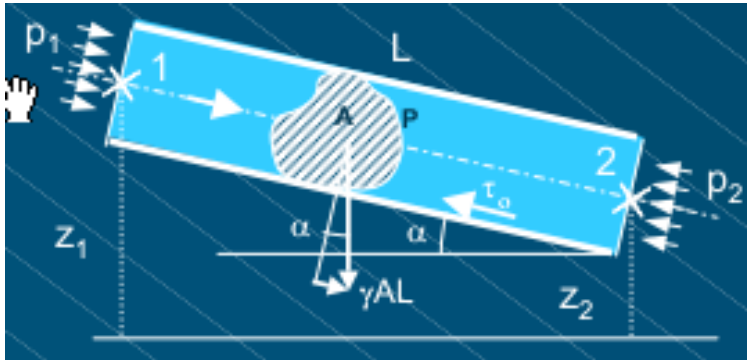


Figura 1.2. Distribución de las pérdidas de carga en tuberías circulares

$$(P_1 - P_2)A + \gamma \cdot A \cdot L \cdot \text{sen} \alpha = \tau_0 \cdot P \cdot L \quad (1.15)$$

Puesto que $L \cdot \text{sen} \alpha = z_1 - z_2$ operando:

$$\left[\frac{P_1}{\gamma} + \frac{P_2}{\gamma} \right] + [z_1 - z_2] = \frac{\tau_0 \cdot P \cdot L}{\gamma \cdot A} = \frac{\tau_0}{\gamma} \cdot \frac{L}{R_h} = \frac{4 \cdot \tau_0}{\gamma} \cdot \frac{L}{D} \quad (1.16)$$

Donde la última expresión resulta al hacer $R_h = D/4$ para tuberías circulares.

$$\text{Si } \tau_0 = \lambda \cdot \rho \cdot v^2 \text{ se tiene: } h_f = 4\lambda \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{g} \quad (1.17)$$

En general la tensión cortante τ_0 no es proporcional a v^2 , además, el material y el diámetro influyen en el valor de λ , lo que frenó los intentos para obtener fórmulas de pérdidas exactas.

1.5.1. Flujo de fluidos en válvulas y accesorios

Los fluidos al ser trasegado por las tuberías generalmente pasan por un grupo de accesorios e instrumentos como:

Válvulas: La variedad en diseño de válvulas dificulta una clasificación completa. Si las válvulas se clasificaran según su resistencia que ofrecen al flujo, las que presentan un paso directo del flujo, como las válvulas de compuerta, bola, macho y de mariposa pertenecen al grupo de baja

resistencia; las que tienen un cambio en la dirección de flujo, como las válvulas de globo y angulares, están en el grupo de alta resistencia.

Accesorios: Los acoplamientos o accesorios para conexión se clasifican en: de derivación, reducción, ampliación y desviación. Los accesorios como té, cruces, codos con salida lateral, etc., pueden agruparse como accesorios de derivación.

Los conectores de reducidos o ampliación son aquellos que cambian la sección de paso del fluido. En esta clase están las reducciones y los manguitos. Los accesorios de desvío, curvas, codos, etc., son los que cambian la dirección del flujo. (Resa, 2000).

Pérdidas de presión debido a válvulas y accesorios:

Cuando un fluido se desplaza uniformemente por una tubería recta, larga y de diámetro constante, la configuración del flujo indicada por la distribución de la velocidad sobre el diámetro de la tubería adopta una forma característica. Cualquier obstáculo en la tubería cambia la dirección de la corriente en forma total o parcial, altera la configuración característica de flujo y ocasiona turbulencia, causando una pérdida de energía mayor de la que normalmente se produce en un flujo por una tubería recta. Ya que las válvulas y accesorios en una línea de tuberías alteran la configuración de flujo y producen una pérdida de presión adicional (Rodríguez, 2013).

La pérdida de presión total producida por una válvula (o accesorio) consiste en:

- La pérdida de presión dentro de la válvula.
- La pérdida de presión en la tubería de entrada y salida de la válvula, siendo esta última mayor de la que se produce normalmente si no existe válvula en la línea. Este efecto puede ser muy grande para el caso de válvulas con regulación de flujo.

Las pérdidas de presión en un sistema de tuberías se deben a varias características del sistema, que pueden clasificarse como sigue:

- Rozamiento en las paredes de la tubería: Esta en función de la rugosidad de la superficie interior de la misma, de su diámetro interior y de la velocidad, densidad y viscosidad del fluido que circula.
- Cambios de dirección del fluido.
- Obstrucción en el paso del flujo.
- Cambios repentinos o graduales en la superficie y contorno del paso de flujo.

$$h_f = k * \frac{v^2}{2g} \quad (1.18)$$

La resistencia al flujo debida a ensanchamientos bruscos puede expresarse por

$$k_1 = \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right)^2, \text{ y la resistencia debida a estrechamiento bruscos } k_1 = 0.5 \left(1 - \frac{d_1^2}{d_2^2}\right) \text{ donde } d_1,$$

d_2 diámetros interiores de la tubería respectivamente.

1.6. Ventajas del transporte por sistemas de tuberías

El transporte por tuberías, consiste en el traslado de un fluido, gas o partículas del mineral suspensas en un flujo de agua a través de una tubería; 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, petróleo, gas, materias primas hacia plantas metalúrgicas y puertos marítimos.

En la actualidad en las industrias cubanas se utilizan diversas formas de transportación, cobrando gran auge en este tipo de transporte debido a que tiene gran efectividad económica con respecto a los demás sistemas de transporte.

La efectividad de este tipo de transporte crece principalmente debido a la imposibilidad de cambio por otro tipo, la posibilidad de simplificar la longitud de la vía de transporte por tuberías en comparación con el ferroviario y el automotor, debido al relieve del lugar ante gastos no elevados en la preparación y homogenización de los materiales con una productividad anual de la instalación superior.

El transporte por tuberías de materiales líquidos, sólidos y gases en comparación con el transporte ferroviario, los transportadores y la vía automotriz está determinada por las significativas ventajas que este presenta sobre los demás tipos de transporte (Martínez, 2009):

- Garantiza un proceso tecnológico continuo.
- Ausencia de formación de polvo.
- Facilidad en la variación a la dirección y superación de obstáculos.
- Ausencia de vías de transporte especiales.
- Eleva la productividad del trabajo.
- No existen perdidas del material durante su transportación.
- Las instalaciones y equipos principales son pequeños y de poco peso.

- El material puede ser beneficiado simultáneamente durante su transportación.

La desventaja principal de este tipo de transporte pertenece a la necesidad de tener suficiente reserva de agua y la dependencia de la capacidad de tráfico de la tubería, gastos de energía, desgaste de la tubería debido a la granulometría y propiedades del material a transportar, sin embargo estas desventajas son compensadas con las ventajas y en el caso de transportar petróleos y emulsiones la mayoría de estas desventajas no interviene en el proceso.

1.7. Máquinas de flujo

Las bombas, ventiladores y compresores son equipos que reciben energía de un elemento exterior (motor, turbina), generalmente en forma de energía mecánica y la transforman para elevarle la energía a un fluido. Esta energía; en forma de presión y velocidad, permitirá que el fluido se desplace desde un punto a otro venciendo las resistencias que se opongan a su paso.

1.7.1. Clasificación de las máquinas de flujo

Las máquinas de flujo se clasifican en:

- a. Máquinas dinámicas.
- b. Máquinas volumétricas.
- c. Máquinas de flujo de impelente.

En la figura 1.2 se muestra un esquema de una máquina de flujo axial y una de flujo radial esta última se puede clasificar como máquinas centrífugas.

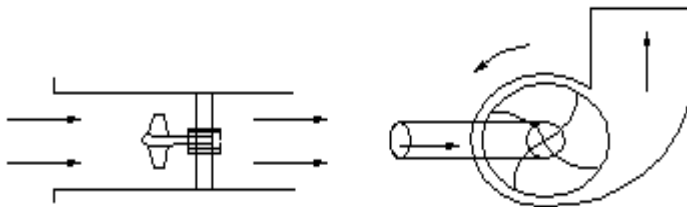


Figura 1.4. Esquema de una máquina axial y una centrífuga.

Dentro de la clasificación de las máquinas de flujo se estudia las máquinas dinámicas que es el caso que acrecienta.

a. Máquinas dinámicas:

Las máquinas dinámicas se subdividen en:

- Máquinas centrífugas.
- Máquinas axiales.
- Máquinas de flujo mixto o diagonales.
- Máquinas de torbellino.

b. Máquinas de disco.

El principio de funcionamiento de las máquinas dinámicas es transmitir la energía al fluido mediante el movimiento de un elemento rotatorio llamado rodete y que obliga al fluido a moverse de forma acelerada por su interior. (Izquierdo, 2011).

Máquinas centrífugas:

En estos equipos, por la acción de las fuerzas centrífugas el fluido es desplazado desde el eje de rotación del rodete hacia la periferia. A este grupo pertenecen las bombas, ventiladores y compresores de flujo radial. En este caso tenemos la bomba en estudio.

Elementos constructivos de las máquinas centrífugas:

1. Conducto de entrada.
2. Rodete.
3. Alabes del impelente.
4. Conjunto de salida.
5. Eje de rotación.
6. Voluta.
7. Sello del eje.

Parámetros de las máquinas de flujos:

- Carga
- Capacidad
- Velocidad
- Potencia
- Rendimiento

1.7.2. Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema

La mayoría de los procesos en las industrias incluyen la conducción de líquidos o transferencia de un valor de presión o de energía estática a otro. La bomba es el medio mecánico para obtener esta conducción o transferencia y por ello es parte esencial de todos los procesos. A su vez, el crecimiento y perfeccionamiento de los procesos están ligados con las mejoras en el equipo de bombeo y con un mejor conocimiento de cómo funcionan las bombas y cómo se deben aplicar. Las bombas centrífugas constituyen no menos del 80% de la producción mundial de bombas, porque es la más adecuada para manejar más cantidad de líquido que la bomba de desplazamiento positivo, (Karassik, 1982).

1.7.2.1. Características de las máquinas centrífugas

Una bomba centrífuga transformara la energía mecánica de un impulsor rotatorio en la energía cinética y potencial requerida. Aunque la fuerza centrífuga producida depende tanto de la velocidad en la punta de los álabes o periferia del impulsor y de la densidad del líquido, la cantidad de energía que se aplique por metro de columna líquida es independiente de la densidad del líquido. Por tanto, en una bomba dada que funcione a cierta velocidad y que maneje un volumen definido de líquido, la energía que se aplica y transfiere al líquido, es la misma para cualquier líquido sin que importe su densidad.

Carga del sistema.

En términos estrictos, una bomba sólo puede funcionar dentro de un sistema. Para entregar un volumen dado de líquido en este sistema, la bomba debe aplicar, al líquido, una energía formada por los siguientes componentes.

1. Carga estática.
2. Diferencia en presiones en las superficies de los líquidos.
3. Carga de fricción.
4. Pérdidas en la entrada y la salida.

Carga estática:

La carga estática significa una diferencia en elevación. Por tanto, la curva estática total de un sistema es la diferencia en elevación entre los niveles del líquido en los

puntos de descarga y de succión de la bomba. La carga estática de descarga es la diferencia en elevación entre el nivel del líquido de descarga y la línea de centros de la bomba. Si la carga estática de succión tiene valor negativo porque el nivel del líquido para succión está debajo de la línea de centros de la bomba, se le suele llamar altura estática de aspiración.

Carga de fricción:

La carga de fricción (expresada en metro de columna líquida que se bombea) es la necesaria para contrarrestar las pérdidas por fricción ocasionadas por el flujo del líquido en la tubería, válvulas, accesorios. Estas pérdidas varían más o menos proporcionalmente al cuadrado del flujo en el sistema. También varían de acuerdo con el tamaño, tipo y condiciones de las superficies de tubos y accesorios y las características del líquido bombeado. Al calcular las pérdidas por fricción, se debe tener en cuenta que aumentan conforme la tubería se deteriora con el tiempo.

Pérdidas a la entrada y en la salida:

Si la toma de la bomba está en un depósito, tanque o cámara de entrada, las pérdidas ocurren en el punto de conexión de la tubería de succión con el suministro. Asimismo, en el lado de descarga del sistema cuando el tubo de descarga termina en algún cuerpo de líquido, se pierde por completo la carga de velocidad del líquido y se debe considerar como parte de las pérdidas totales por fricción en el sistema.

- **Curvas de fricción y de carga del sistema.**

Para resolver problemas de bombeo es conveniente indicar la relación, en forma de gráfica, entre la capacidad y las pérdidas de carga de fricción. Primeramente debemos conocer las curvas características de una bomba centrífuga que se dan en la figura 1.5.

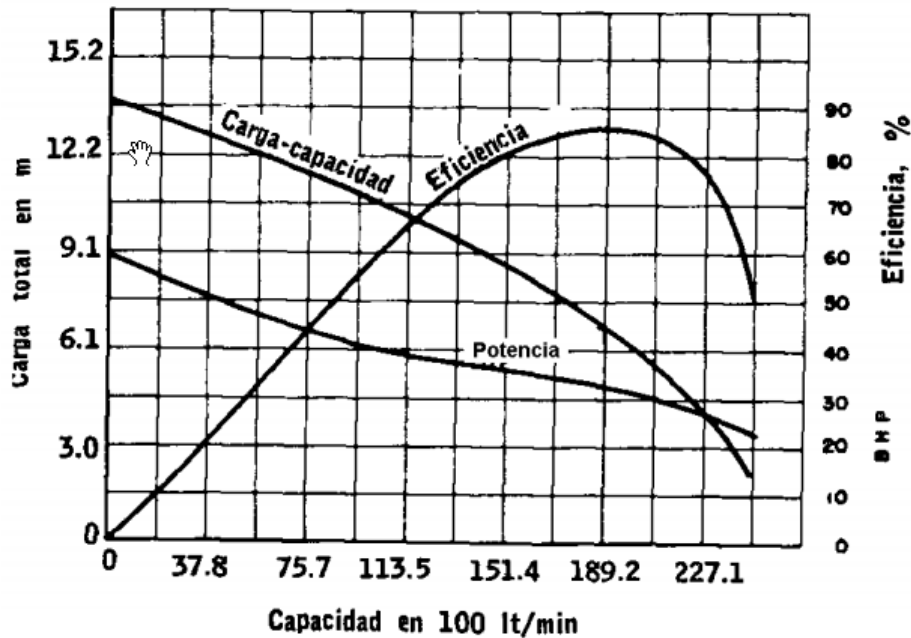


Figura 1.5. Curvas características de una bomba centrífuga.

Las pérdidas por tanto, se calculan con algún flujo predeterminado, sea el esperado o el de diseño, y luego se calcula para todos los demás flujos con el empleo del cuadrado de la relación de flujo. Al superponer una curva de capacidad contra carga de la bomba a velocidad constante sobre esta curva de carga del sistema se podrá determinar la capacidad en el punto en que se cruzan las dos curvas. Esta es la capacidad que entregará al sistema esa bomba a esa velocidad particular. (Kenneth, 2000).

- **Variaciones en el flujo.**

Según Rodríguez (2013) para cambiar la curva de carga contra capacidad se hace funcionar la bomba a velocidad variable. O bien, la curva de carga del sistema se puede alterar si se produce una pérdida por fricción con una válvula de regulación. Por supuesto, la diferencia entre la carga total producida por la bomba y la carga requerida por la curva de carga del sistema representa desperdicio de energía durante la estrangulación, en la figura 1.4 se representa un ejemplo de cómo variar la capacidad de una bomba, mediante el cambio de la velocidad de ella y utilizando la estrangulación de la válvula en la descarga.

Por otra parte la casi totalidad de las bombas centrífugas actuales tienen propulsión con motores de inducción, de jaula de ardilla, de velocidad constante y la estrangulación en la descarga de la bomba es el único medio de obtener la capacidad variable deseada.

- **Velocidad específica.**

El término velocidad específica es el que relaciona los tres factores principales de las características de rendimiento: capacidad, carga y velocidad de rotación, en un solo término. Las bombas de la misma velocidad específica tienen varias características que las distinguen como son las características físicas y el contorno general de los perfiles de los impulsores. Por tanto, el valor de la velocidad específica describirá de inmediato la configuración aproximada del impulsor.

- **Condición de succión y carga neta positiva de succión.**

Cuando se bombean líquidos, nunca se debe permitir que la presión en cualquier punto dentro de la bomba caiga a menos de la presión de vapor del líquido a la temperatura de bombeo. Siempre se debe tener suficiente energía disponible en la succión de la bomba para hacer que el líquido llegue al impulsor y contrarreste las pérdidas entre la boquilla de succión y la entrada al impulsor de la bomba.

Una característica adicional de la bomba es la $(NPSH)_r$ altura neta de succión positiva requerida que es la energía, en metro de carga de líquido que se necesita en la succión de la bomba por arriba de la presión de vapor del líquido a fin de que la bomba entregue una capacidad determinada a una velocidad dada. Además es función del diseño de la bomba, representa el margen mínimo requerido entre la carga de succión y la presión de vapor.

El empleo del término altura neta de succión disponible $(NPSH)_d$ es una característica del sistema en que se emplea la bomba centrífuga, representa la diferencia entre la carga absoluta de succión existente en la instalación y la presión de vapor a la temperatura del líquido durante el bombeo. Los cambios en la $(NPSH)_d$ no alteran el rendimiento de la bomba siempre y cuando la $(NPSH)_d$ sea mayor que la $(NPSH)_r$. Sin embargo, cuando la $(NPSH)_d$ cae por debajo del valor de $(NPSH)_r$, la bomba empieza a tener cavitación y pierde eficiencia, alterando negativamente los resultados de los caudales esperados. (Halberg, 2000).

1.7.2.2- Ajuste de las características de la bomba para cubrir diversas condiciones de funcionamiento

Existen muchas maneras posibles de adaptar la salida de una bomba para cubrir unas necesidades del sistema determinadas. Estas posibilidades se basan en:

El cambio de la curva del sistema carga-capacidad.

- Mediante la estrangulación (control con válvula de regulación).
- Usando un by pass o derivación: recirculando a la fuente de suministro.
- Usando un by pass: recirculando a la tubería de succión.

El cambio de las características carga-capacidad de la bomba.

- Variación de la velocidad de rotación.
- Variación del diámetro del impulsor.
- Variación del ángulo de incidencia en los álabes guías del impulsor (control mediante pre-rotación).

Existen otras variaciones menos aplicadas que también se utilizan para cambiar las características de las bombas, según se referencia en la bibliografía consultada (Halberg, 2000).

Cuando las bombas son controladas por estrangulación, la pérdida de carga y por tanto la altura dinámica H_{din} se aumenta relativamente mediante la válvula de control de impulsión. En estos casos, la pendiente de la curva del sistema aumenta produciéndose la intersección con la curva de la bomba a caudales más bajos. Naturalmente, se producen pérdidas de energía en la válvula de control. Esto significa que el funcionamiento con válvula de estrangulación es poco económico. Las pérdidas mínimas por estrangulación se producen cuando la curva de la bomba es plana. Por esta razón, el control por estrangulación se aplica fundamentalmente a las bombas de flujo radial, ya que en ellas, la potencia absorbida disminuye al disminuir el caudal.

Para las bombas de canal lateral, flujo mixto desde $n_q \approx 100 rev/min$ y flujo axial, debe tenerse en cuenta que la potencia absorbida aumenta al disminuir el caudal. Además, las bombas de flujo axial pueden funcionar inestablemente debido al proceso de estrangulación.

Para la selección de las válvulas se tienen en cuenta las siguientes consideraciones: Según las válvulas existentes en la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, podemos decir que las válvulas de compuerta superan en número a los de otros tipos de válvulas en servicio en donde se requieren circulación ininterrumpida y poca caída de presión. Las válvulas de compuerta no se recomiendan para servicios de estrangulación, porque la compuerta y el sello tienden a sufrir erosión rápida cuando restringen la circulación y producen turbulencia con la compuerta parcialmente abierta. Cuando la válvula está abierta del todo, se eleva por completo la compuerta fuera del conducto del flujo, por lo cual el fluido pasa en línea recta por un conducto que suele tener el mismo diámetro que la tubería. Las características principales del servicio de las válvulas de compuerta incluyen: abertura total o cierre completo sin estrangulación, operación poco frecuente y mínima resistencia a la circulación.

Las válvulas de globo se utilizan para cortar o regular el flujo del líquido y este último es su uso principal. Las principales características de los servicios de las válvulas de globo incluyen operación frecuente, estrangulación al grado deseado de cualquier flujo, cierre positivo para gases y aire, y alta resistencia y caída tolerable de presión en la línea.

Las válvulas de bola, básicamente, son válvulas de macho modificadas. Estas válvulas se utilizan principalmente para servicio de corte y no son muy satisfactorias para estrangulación. Son rápidas para operarlas, de mantenimiento fácil, no requieren lubricación, producen cierre hermético con baja torsión y su poca caída de presión es función del tamaño del orificio.

En el caso de variación de la velocidad de la bomba centrífuga, la curva de la bomba varía según las leyes de semejanza, de acuerdo con las siguientes relaciones:

$$\frac{Q_x}{Q} = \frac{n_x}{n} \quad (1.19)$$

$$\frac{H_x}{H} = \left(\frac{n_x}{n} \right)^2 \quad (1.20)$$

Si la curva carga-capacidad es conocida para una velocidad de giro n , entonces podrá hallarse para otra velocidad de giro n_x . La intersección de la nueva curva de caudal contra altura con la del sistema dará el nuevo punto de trabajo.

Para pequeñas variaciones de la velocidad de giro $\left(\frac{\Delta n}{n} \leq 0.2\right)$ el rendimiento prácticamente permanece constante. Para variaciones mayores, el rendimiento podrá calcularse por aproximación mediante la siguiente ecuación:

$$\eta_x = 1 - (1 - \eta) * \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^{0.1} \quad (1.21)$$

Para la potencia absorbida se utiliza la siguiente ecuación:

$$\frac{P_x}{P} \approx \frac{n}{n_x} * \left(\frac{n_x}{n}\right)^3 \quad (1.22)$$

La potencia absorbida disminuirá pues en función del cubo de la velocidad de giro si ésta disminuye. El control de velocidad es el medio más eficaz para modificar las características de una bomba sujeta a condiciones de funcionamiento variable. Sin embargo, ello supone el uso de variadores de velocidad, lo que no siempre es posible.

1.8. Descripción de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa

La función fundamental de la instalación de hidrotransporte es su utilización como laboratorio de la asignatura de Mecánica de los Fluidos, con el objetivo de estudiar varios fluidos en movimiento a través de un sistema de red de tuberías y equipos conectados en paralelo, donde las líneas de descarga independientes de ambas bombas van hacia una línea de transporte común, además de posibilitar profesionalmente enriquecer los conocimientos adquiridos durante todo un curso. La instalación está dotada de equipos, dispositivos eléctricos y accesorios mecánicos, que permiten realizar corridas de agua y pulpa para llevar a cabo investigaciones científicas, permitiendo hacer mediciones de diferentes variables como: presión, temperatura, densidad, nivel y flujo, registrando sus valores para un mejor análisis

del proceso, según se muestra en la figura 1.6 se presenta un esquema de la instalación.

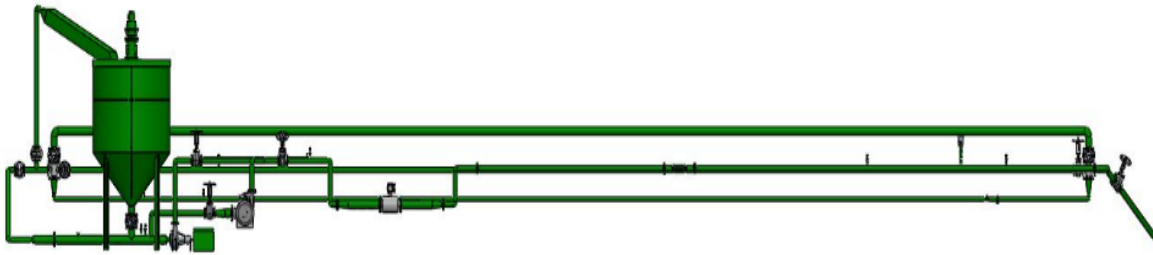


Figura 1.6. Esquema de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM.

La misma cuenta con:

- Un tanque con un volumen de 5.187 m^3 en el que se deposita el material a transportar.
- Un sedimentador acoplado a su árbol para homogenizar la mezcla.
- Una moto bomba centrífuga $\pi G 126/25$ que es la encargada de bombear el fluido de forma continua.
- Una moto bomba centrífuga de menor capacidad que la anterior que en estos momentos está fuera de uso.
- Un motor reductor que es el que mueve el sedimentador.

La función fundamental de la instalación de hidrotransporte es su utilización para estudiar varios fluidos en movimiento a través de un sistema de red de tuberías y equipos conectados en paralelo, donde la línea de descarga independiente de la bomba va hacia una línea de transporte común. La instalación está dotada de equipos, dispositivos eléctricos y accesorios mecánicos, que permiten realizar corridas de agua y pulpa para llevar a cabo investigaciones científicas, permitiendo hacer mediciones de diferentes variables como: presión, temperatura, densidad, nivel y flujo, registrando sus valores para un mejor análisis del proceso.

La instalación consta de un tanque (TK1), para almacenar la pulpa a diferentes concentraciones de sólidos, un sedimentador acoplado a su árbol (S1) para homogenizar la mezcla, dos motores de inducción (M1) y (M2) una bomba centrífuga (B1) que forman el sistema de bombeo del fluido por toda la tubería pasando por un Flujoímetro (FIT), ocho puntos de toma de presión desde (MN1) hasta (MN8) y seis

puntos de toma de temperatura desde (PT1) hasta (PT6), tres tramos de tubería para determinar las pérdidas hidráulicas, los cuales poseen un diámetro de 75 mm, 100 mm y 150 mm, el drenaje del sistema se realiza por la válvula (13).

Los puntos MN3, MN4, MN5, MN6, MN7 y MN8 (para medir la presión) se encuentran alejados de los extremos de la tubería a una distancia de 4 m, para evitar las influencias de las perturbaciones más cercanas (codos, etc.), mientras MN1 y MN2 son para la medición de presión de succión e impulsión respectivamente. La bomba B1 tiene una capacidad de 160 m³/h. Durante la toma de datos experimentales, la instalación opera en circuito cerrado (succión, impulsión y tanque). La limpieza se logra con el trabajo de la instalación en circuito abierto (succión, impulsión y drenaje). La regulación del caudal de la bomba B1 se realiza con ayuda de un variador de velocidad. El llenado del sistema efectúa directamente en el tanque TK1. La medición del caudal del fluido se realiza con el flujo-metro electromagnético FIT.

Las pérdidas de presión en la zona a investigar se miden con transmisores de 0-5 mA, los cuales captan la presión, la transforman en energía eléctrica, y envían la señal para el autómatas programable (PLC), el cual registra la información de los valores de presión medido en cada punto. El esquema propuesto de la instalación se muestra en la figura 1.7.

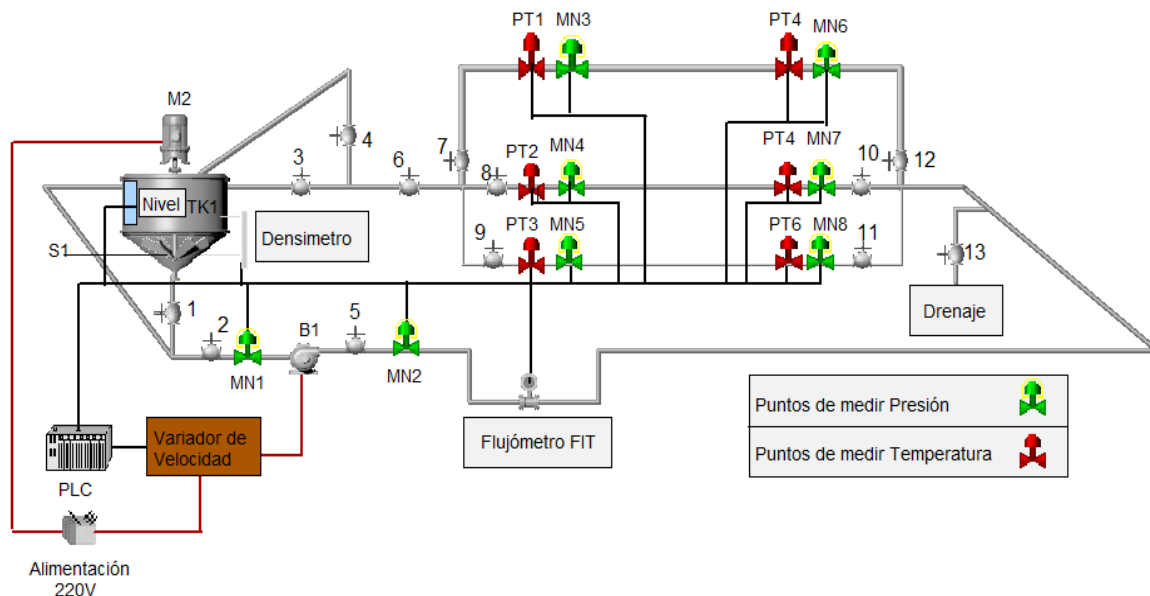


Figura 1.7 Esquema del sistema de mediciones en la instalación de hidrotransporte.

1.8.1. Características del equipamiento actual de la instalación

La instalación está compuesta por una bomba πG para arena, un motor, tuberías y los instrumentos de medición. A continuación expondremos las principales características de bomba con su motor.

Características técnicas del grupo Motor-Bomba πG de arena.

- Caudal: 160 m³/h
- Altura: 40 m
- Altura neta de succión positiva requerida (NPSH) $r=$ 5 m
- Eficiencia: 56 %
- Velocidad de rotación 1740 rev/min
- Zona de utilización de la Bomba: 80-175 m³/h del caudal.
- Densidad de la pasta admisible (en servicio nominal) 1.7 kg/dm³.

El motor eléctrico posee los siguientes parámetros:

- Motor eléctrico de tipo 4A225 U4T2 N⁰ de fábrica 3315. Electromotores asincrónicos de jaula de ardilla serie 4 A.
- Potencia... 55 kW
- Tensión....440 V
- Frecuencia....60 Hz

La bomba posee las siguientes características:

- Diámetros de los tubos: Aspiración.....260 mm
Entrada....235 mm
De presión....245 mm
- Dimensiones principales y peso:
- Impulsor: Diámetro exterior 354 mm
- Ancho del álabe del impulsor en aspiración: 35 mm

1.8.2. Conjunto Bomba – Motor y condiciones actuales

La relación del caudal con la carga de la bomba πG de arena de la instalación se muestra en la tabla 1.1.

Tabla 1.1. Control de caudal-volumen y carga.

Caudal-volumen (m ³ /h)	0	30	60	90	120	160
Carga (m)	54,8	53,2	50,6	47,5	44	38,4

Fuente: *Catálogo bomba лГ*

Condición actual:

La bomba лГ de arena en estos momentos a raíz de las modificaciones actuales en el proceso de reparación de la instalación se le cambió la tensión al motor instalándole una de 220 V, por dicha causa los parámetros de la bomba se deben alterar produciéndose un cambio de la curva de la bomba.

Aplicación:

Las Bombas Centrifugas de arena лГ están destinadas a bombear hidromezclas (agua con arena, grava, productos de flotación de mena, etc.) de pH=6 a 8, hasta la temperatura de 60⁰C. Según Catálogo facilitado por el fabricante. "Grupo Eléctrico de Bomba лГ". Certificado лГ 160/40–cn-T2. Catálogo: Las Bombas de Arena лГ" Descripción técnica e instrucciones para explotación.

En el (Anexo A7) se da una descripción de la instrumentación existente en la instalación experimental.

1.9. Conclusiones del capítulo

1. Se realizó una amplia revisión bibliográfica de la temática a tratar, exponiendo aspectos fundamentales como características de los fluidos, propiedades, así como los parámetros técnicos de la máquinas de flujo.
2. Se realizó una descripción actualizada de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, especificando fundamentalmente la instrumentación instalada destinada al control y medición de los diferentes parámetros del fluido a estudiar.

CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

2.1. Introducción

El análisis de una instalación de transporte hidráulico requiere de un examen atento de múltiples datos para ofrecer el producto adecuado a las exigencias del sistema de movimiento, un cierto margen de seguridad, pérdidas eventuales de carga que se deben tener en cuenta y los elementos necesarios para un correcto funcionamiento, conociendo las propiedades del líquido, el caudal del líquido, las características específicas del circuito de hidrotransporte.

El objetivo del capítulo es: establecer los métodos y procedimientos de cálculo teóricos para la evaluación de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMM, así como el análisis de las pérdidas de carga en el sistema

2.2. Materiales a transportar

En la instalación semi-industrial se pretende estudiar el comportamiento de los parámetros de trabajo de la bomba y el sistema de tubería al transportar agua y cieno carbonatado para la experimentación por lo que es necesario conocer las propiedades de estos materiales.

2.2.1. Propiedades del agua

Las propiedades del agua se dan a partir de la temperatura de trabajo que se va a analizar en la instalación. En la tabla 2.1 se dan estas propiedades.

Tabla 2.1. Propiedades del agua cruda.

Temperatura en estado normal $T(^{\circ}\text{C})$	26
Densidad (kg/m^3)	996,7
Viscosidad dinámica ($\text{Pa}\cdot\text{s}$)	0,0007983
Tensión de vapor (m)	0.3392
Peso específico (N/m^3)	9777,6

2.2.2. Propiedades del cieno carbonatado

Conocemos que el yacimiento de Cieno Carbonatado de la bahía de Moa es un depósito compuesto por un elevado contenido de carbonato de calcio, el cual supera el 80 % en condiciones naturales.

- **Análisis granulométrico**

El análisis granulométrico del cieno carbonatado realizado por Caballero (2008), demuestra que estas pulpas forman sistemas polidispersos, las partículas mayoritarias corresponden a la clase menor de 4.75 mm y mayor de 2.33 mm, constituyendo el 24.24 % en peso de las fases sólidas en la muestra.

El comportamiento del porcentaje de sólido de la pulpa cieno carbonatado, se encuentra en un rango entre 29 y 41 % que se muestra en el (Anexo 6).

- **Densidad del sólido y la pulpa**

Según Caballero (2008), los valores de la densidad del sólido y la pulpa de cieno carbonatado para un 40 % en sólido, es de 3015 Kg/m³ y 1325 3015 Kg/m³. Datos necesarios para los cálculos a realizar.

- **Comportamiento reológico de las pulpas de cieno carbonatado**

Según Martínez (2009), el comportamiento reológico del cieno carbonatado se permite de la forma siguiente como lo muestra la figura 2.2. En la tabla 2.6, (Anexo 7) se relacionan los valores de esfuerzo cortante y gradiente de velocidad, obtenidos en cada una de las pruebas realizadas a la pulpa de cieno carbonatado para diferentes valores de porcentaje de sólido 32, 40 y 46 %.

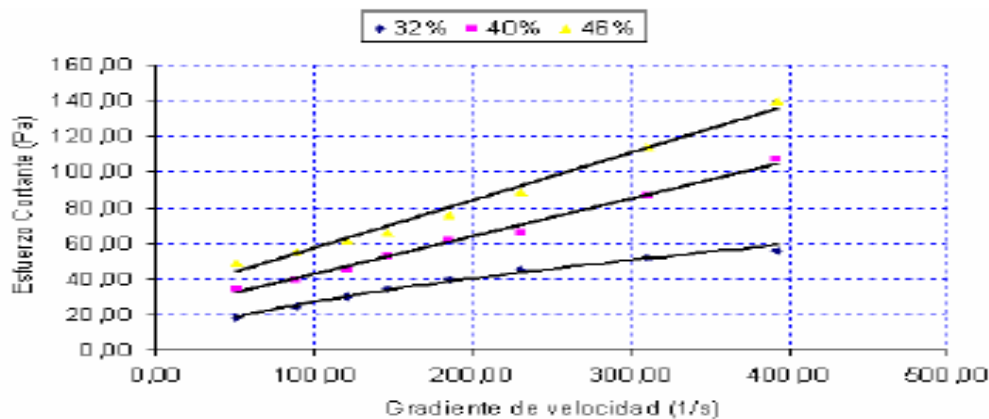


Figura 2.1. Curvas de flujo para la muestra de Cieno Carbonatado a diferente % de sólido.

Fuente: Martínez (2009)

Según lo mostrado se puede apreciar que la pulpa para un porcentaje en sólido de 32 su comportamiento es pseudoplástico esta curva se puede describir por el modelo reológico de Ostwald de Waele. Pudiéndose comprobar también que la pulpa para un porcentaje en sólido de 40 y 46 se comporta como un fluido plástico ideal o Bingham.

Los modelos reológicos obtenidos de este fluido, así como sus parámetros reológicos necesarios para los cálculos que se quieren hacer se muestran en la Tabla A2 y A3 del anexo A.5

2.3. Características de los elementos constructivos de la instalación semi-industrial de hidrotransporte

Considerando que las tuberías existentes en la instalación son estándar (STD).

- **Diámetros y longitudes de la línea principal de tuberías:**

Longitudes en la succión de la bomba π G 126/25:

Longitud de la tubería de succión \varnothing 100 (2,115 m).

Longitud de la tubería de salida del tanque de \varnothing 150 (1,360 m).

Longitud total de la tubería de succión (3,475 m).

Longitudes en la impulsión de la bomba π G 126/25:

Longitud de la tubería de impulsión de \varnothing 100 (52,165 m).

Longitud de la tubería del flujómetro de \varnothing 150 (2,620 m).

Longitud del conducto rectangular de drenaje al tanque \varnothing 537 (1,610 m).

- **Características del tanque existente en la instalación semi-industrial de hidrotransporte.**

El tanque está compuesto por un cilindro y un cono como se muestra en la figura:

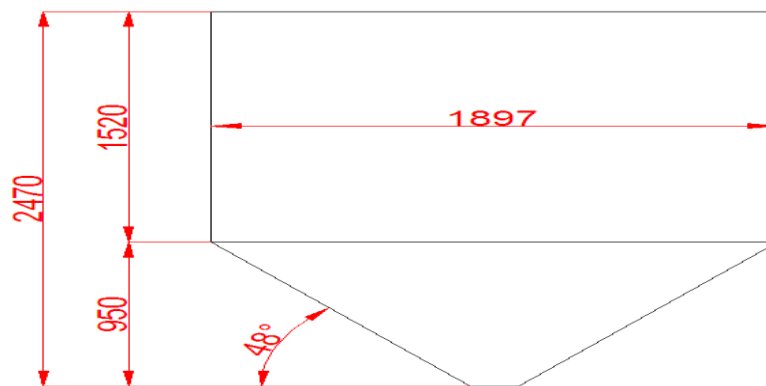


Figura 2.2. Tanque de la instalación semi-industrial del ISMM de Moa. **Fuente: Rodríguez 2013**

El Volumen del tanque (m^3) se determina a partir de la ecuación 2.1:

$$V_{\text{tanque}} = V_{\text{cilindro}} + V_{\text{cono}} \quad (2.1)$$

Dónde.

$V_{cilindro}$ - volumen del cilindro, (m³)

V_{cono} - volumen del cono, (m³)

Volumen del cilindro (m³):

$$V_{cilindro} = \frac{\pi * d^2}{4} \cdot h_{cilindro} \quad (2.2)$$

Dónde:

d - diámetro del cilindro, (m)

$h_{cilindro}$ - altura del cilindro, (m)

Volumen del cono (m³):

$$V_{cono} = \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot r^2 \cdot h_{cono} \quad (2.3)$$

Dónde:

r - radio del cono, (m)

h_{cono} - altura del cono, (m)

- **Características del motor para las condiciones actuales de trabajo.**

Determinación de la potencia y de la intensidad de corriente en los motores asíncronos (Jaula de Ardillas).

La intensidad (I) en Ampere de un motor trifásico se calcula según:

$$I = \frac{P * 736}{\eta * U * \cos \varphi * \sqrt{3}} \quad (2.4)$$

Dónde:

U- tensión entre fases en kilovoltios, (kV)

$\cos \varphi$ – factor de potencia

η – Rendimiento del motor, (%)

P- potencia útil transmitida por el árbol motor, (kW)

Fuente: Catálogo General ALDAC. Eléctrico / Electrónico. SEI – ZARA GOZA S.A 1987.

Después de calcular la intensidad de la línea, calculamos la potencia del motor para una tensión de 220 V.

$$Pm = I * \sqrt{3} * U * \cos \varphi * \eta \quad (2.5)$$

- **Característica de la bomba para la nueva tensión del motor 220 V.**

Como se conoce, la bomba que se evalúa en la instalación de bombeo de la estación semi-industrial no trabajan con las condiciones de diseño establecidas por el fabricante ya que se le cambió la tensión al motor todo esto trae como consecuencia que sufra un cambio en las curvas de la bomba y sus parámetros de diseño por lo que es necesario un cálculo de ellos.

Con los datos de la curva de la bomba para agua a $n_1=1740$ rev/min, $N_1=55$ kW, $Q_1=160$ m³/h, $H=40$ m se obtienen los datos para construir las nuevas características de la bomba mediante las siguientes ecuaciones.

$$n_2 = \sqrt[3]{\frac{N_2}{N_1}} * (n_1)^3 \quad (2.6)$$

$$Q_2 = Q_1 \cdot \frac{n_2}{n_1} \quad (2.7)$$

$$H_2 = H_1 \left[\frac{n_2}{n_1} \right]^2 \quad (2.8)$$

2.4. Metodología empleada para el cálculo hidráulico en la instalación semi-industrial de hidrotransporte. Rodríguez (2013)

Obtenidos los parámetros para las condiciones actuales de la bomba instalada se calculan las pérdidas para un caudal controlado de 80 m³/h, sabiendo que las pruebas experimentales se realizaron para un flujo máximo controlado de 80 m³/h independientemente que se puedan valorar caudales mayores según las características de la bomba y el flujómetro instalado.

2.4.1. Cálculo de la velocidad de transporte de la pulpa

La velocidad adecuada para el funcionamiento normal se escoge de un 10 a un 20% superior a la velocidad límite de depósito ($V_1 = 0,11$ m/s²) Rodríguez (2013). Esta velocidad se puede considerar como la velocidad de transporte:

$$V = (1.1 \div 1.2) \cdot V_l \quad (2.9)$$

La velocidad media representa el gasto que tiene el líquido que pasa a través de la sección de flujo de una corriente líquida y se determina por la expresión que se muestra a continuación:

$$V_m = \frac{Q}{A} \quad (2.10)$$

Dónde:

Q- caudal transportado por las bombas, (m³/s)

A- área de la sección transversal de la tubería, m²

La velocidad media de transportación debe ser mayor que la velocidad adecuada de funcionamiento $V_m \geq V$ para evitar la sedimentación de las partículas dispersantes.

La determinación del área de la sección circular de la tubería por donde circula el fluido, se puede realizar según la expresión siguiente:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (2.11)$$

Dónde:

D - diámetro interior de la tubería, (m)

2.4.2. Cálculo del número de Reynolds

El número de Reynolds (Re), que permite establecer el régimen de trabajo según la naturaleza reológica del fluido se determina por la ecuación:

$$R_e = \frac{v \cdot D \cdot \rho_p}{\mu_p} \quad (2.12)$$

Dónde:

μ_p - viscosidad plástica del fluido, (Pa*s)

ρ_p - densidad de la pulpa, (kg/m³)

v - velocidad de transportación del fluido, (m/s)

D - diámetro interior de la tubería, (m)

El número de Re para fluidos Plásticos Bingham en función del caudal se representa según la naturaleza reológica del fluido como sigue (Turro, 2002).

$$Re = \frac{D \cdot v \cdot \rho_p}{\mu_p} = \frac{4 \cdot Q \cdot \rho_p}{\pi \cdot D \cdot \mu_p} \quad (2.13)$$

Dónde:

2.4.3. Cálculo del factor de fricción

Para el cálculo del factor de fricción lo determinamos auxiliándonos por el diagrama de Moody, para tuberías rugosas según el número de Reynolds.

En el caso de que la instalación transporte cieno carbonatado el factor de fricción depende del número de Fanning y éste depende de los números adimensionales de Reynolds y Hedstron y se puede calcular por la expresión siguiente:

$$f = \left[(f_L^\beta) + (f_T^\beta) \right]^\frac{1}{\beta} \quad (2.14)$$

$$f_L = \frac{64}{Re} \quad (2.15)$$

$$f_T = \frac{10^C}{Re^{0.193}} \quad (2.16)$$

$$C = -1.378(1 + 0.146 \cdot e^{-2.9 \cdot 10^{-5} \cdot He}) \quad (2.17)$$

Para el cálculo del número de Hedstron nos basamos en la siguiente ecuación:

$$H_e = \frac{D^2 \cdot \rho_p \cdot \tau_0}{(\mu_p)^2} \quad (2.18)$$

$$\beta = 1.7 + \frac{4000}{Re} \quad (2.19)$$

2.4.4. Cálculo de las pérdidas por rozamiento en la tubería y locales

En la impulsión:

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

$$h_1 = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad (2.20)$$

f - factor de fricción.

L - longitud de la tubería de succión, (m)

D - diámetro interior de la tubería, (m)

v - velocidad de transportación del fluido, (m/s)

$g = 9,81 \text{ m/s}^2$ - aceleración de la gravedad

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

$$h_2 = \xi_t * \frac{v^2}{2 * g} \quad (2.21)$$

$$\xi_t = 4\xi_{val} + 3\xi_{tefdi} + 7\xi_{codo} + 2\xi_{yee} + \xi_{tefde} + 2\xi_{ens} + \xi_{est} \quad (2.22)$$

ξ - Coeficientes de pérdidas locales para las tuberías comerciales nuevas, de acero, con flujo en la zona de total turbulencia. (Resa, 2000).

Tabla 2.3. Coeficientes de pérdidas locales para la línea de impulsión de Ø 100.

Accesorios en la línea de Impulsión de Ø 100	Cantidad	Coeficiente de resistencia ξ
Válvula de compuerta DN 100	4	0,136
Te flujo directo	3	0,34
Codo 90° DN 100	7	0,51
Ye DN100	2	0,5
Te flujo desviado a 90°	1	1,02
Ensanchamiento	2	0,25
Estrechamiento	1	0,10

Fuente: Rodríguez (2013)

Pérdidas totales en ese tramo de tubería y accesorios:

$$h = h_1 + h_2 \quad (2.23)$$

Pérdidas totales en la tubería de impulsión por la siguiente ecuación:

$$h_{imp} = h_{100} + h_{168} + h_{537} \quad (2.24)$$

En la succión

- Para el cálculo de las pérdidas por rozamiento y las pérdidas locales en la tubería de succión (m), se hace uso de las ecuaciones (2.20) y 2.21) con los coeficiente de perdidas locales siguientes.

$$\xi_t = \xi_{val} + \xi_{tefde} + \xi_{salida} \quad (2.25)$$

ξ - Coeficientes de pérdidas locales para las tuberías comerciales nuevas, de acero, con flujo en la zona de total turbulencia. (Resa, 2000).

Tabla 2.4. Coeficientes de pérdidas locales para la línea de succión de Ø 150.

Accesorios en la línea de Succión de Ø 150	Cantidad	Coeficiente de resistencia ξ
Válvula de compuerta DN 150	1	0,12
Te flujo desviado 90°	1	0,9
Coeficiente de salida del tanque	1	0,51

- Pérdidas totales en ese tramo de tubería y accesorios:

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

Para el Ø 100 se utilizan las mismas ecuaciones con estas consideraciones.

$$\xi_t = \xi_{val} + \xi_{tefde} + \xi_{codo} + \xi_{ens} \quad (2.27)$$

ξ - Coeficientes de pérdidas locales para las tuberías comerciales nuevas, de acero, con flujo en la zona de total turbulencia. (Resa, 2000).

Tabla 2.5. Coeficientes de resistencia para la línea de succión de Ø 100.

Accesorios en la línea de Succión de Ø 100	Cantidad	Coeficiente de resistencia ξ
Válvula de compuerta DN 100	1	0,136
Te flujo desviado 90°	1	1,02
Codo 90° DN 100	1	0,51
Ensanchamiento	1	0,25

Posteriormente se calculan las pérdidas totales en la tubería de succión de la bomba por la siguiente ecuación:

$$h_{suc} = h_{150} + h_{100} \quad (2.28)$$

Cálculo de las pérdidas totales dinámicas para la condición de trabajo planteada por la siguiente ecuación:

$$h_{din} = h_{imp} + h_{suc} \quad (2.29)$$

Cálculo de la altura estática

Para el cálculo de la altura estática se calcula para el nivel máximo de trabajo en el tanque.

- Nivel máximo.

$$\Delta Z = H_{imp} - H_{suc} \quad (2.30)$$

Para la condición del máximo nivel del líquido en el tanque:

$$H_{imp} = 2.435m$$

$$H_{succ} = 2.135m$$

Cálculo de las pérdidas totales en este sistema

$$h_t = h_{din} + \Delta Z \quad (2.31)$$

2.4.5- Característica de la red

La característica de la red exterior de la instalación de hidrotransporte se recomienda calcular por la ecuación: Según (Alexandro, 1986).

$$H_{red} = \Delta Z + R_c \cdot Q^2 \quad (2.32)$$

Dónde:

R_c – coeficiente generalizado de resistencia de la red exterior de la instalación de transporte hidráulico, (s^2/m^5)

ΔZ - altura estática, (m)

Q- caudal transportado por las bombas, (m^3/s)

$$R_c = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum \zeta_t \right) \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4} \quad (2.33)$$

Dónde:

f - factor de fricción

L- longitud de la tubería, (m)

D- diámetro interior, (m)

$\sum \zeta_t$ - coeficiente de resistencia total en la instalación

Para realizar los cálculos con mayor facilidad nos apoyamos en un análisis de las longitudes equivalentes de tuberías y accesorios. Tenemos tres tramos de conductos entre circulares y cuadrados de diámetros distintos del predominante en la instalación, por lo que es necesario llevarlos a un coeficiente de pérdida local equivalente a cierto valor de longitud de tubería recta.

Tabla 2.6. Equivalencia de longitudes de tuberías rectas existentes en la instalación semi-industrial a un coeficiente de pérdida local.

Tramos de tuberías	Diámetro (mm)	Longitud (m)	Coeficiente ξ
Tubería: del flujómetro	150	2,620	0,2417
Conducto rectangular de drenaje al tanque	537	1,610	0,0365
Tubería: tramo salida del tanque	150	1,360	0,1255

2.4.6. Cálculo de la velocidad específica n_s

Por la velocidad específica se puede clasificar la bomba centrífuga para caracterizar la forma del impulsor. Este término se entiende como la velocidad de rotación de un impulsor, geométricamente semejante al propuesto, que sea capaz de vehicular $1 \text{ m}^3/\text{s}$ a una altura total de 1 m .

La velocidad específica se calcula a partir del caudal y la carga que corresponde al máximo rendimiento de la máquina o por los parámetros nominales de la misma.

Según sea la velocidad específica o características n_s , las bombas centrífugas y otras de paletas, semejantes a estas, se dividen en los siguientes tipos:

- Lentas: $n_s \leq 80$; $\frac{D_2}{D_1} = 2,2 - 3,5$
- Normales: $n_s = 80 - 150$; $\frac{D_2}{D_1} = 2,2 - 1,8$
- 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: $n_s = 600 - 1200$; $\frac{D_2}{D_1} = 1$

De tal forma, la velocidad específica se calcula empleando la ecuación.

$$n_s = \frac{n^* \sqrt{Q_{opt}}}{(H_{opt})^{3/4}} \quad (2.34)$$

Dónde:

n_s - velocidad específica, (rev/min).

n - velocidad de rotación, (rev/min).

Q_{opt} - caudal en el punto óptimo del rendimiento del impulsor, (m^3/s).

H_{opt} - altura en el punto óptimo del rendimiento del impulsor, (m).

Evaluando la eficiencia de la bomba por la velocidad específica. En la figura 1.6 del (Anexo 1).

- Cálculo del diámetro óptimo a la entrada de la bomba, o entrada del rodete.

Se determina por la ecuación 2.51 que se muestra a continuación:

$$D_{op} = 4.5 * \sqrt[3]{\frac{Q}{n}} \quad (2.35)$$

Dónde:

n- velocidad de rotación, (rev/min)

Q- caudal de trabajo de la bomba, (m³/s)

2.4.7. Análisis de la cavitación

- Cálculo de la altura neta de succión positiva (NPSH)_d de la bomba:

$$NPSH_{dis} = \frac{P_{atm}}{\gamma} \pm H_s - h_p - p_v - \frac{v_s^2}{2g} \quad (2.36)$$

Dónde:

P_{atm}- presión atmosférica, (Pa), (Anexo A.4)

h_p - pérdida hidráulica por fricción, (m)

H_s - altura de succión, (m)

p_v - tensión de vapor, (m)

v_s - velocidad del fluido para el caudal de trabajo de la bomba en la succión, (m/s)

γ - peso específico del fluido, (N/m³)

- Cálculo del factor de cavitación:

$$\sigma_c = \frac{(NPSH)_r}{H} \quad (2.37)$$

Dónde:

(NPSH)_r- altura neta de succión positiva requerida, (m).

H- altura de trabajo de la bomba, (m).

El anexo A.6 se puede predecir a través del factor de cavitación y la velocidad específica de la bomba si la bomba trabaja bajo un régimen cavitacional o si funciona normalmente sin posible riesgo. El diagrama utilizado sirve para bombas sencillas, de aspiración simple, el cual resulta correspondiendo según nuestro caso.

2.4.8- Metodología de cálculo para el balance energético de una bomba

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

- 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:

$$Q_c = (1.02 - 1.05) \cdot Q \quad (2.38)$$

Dónde:

Q- Caudal transportado por la bomba, (m³/h)

- 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.

$$n_v = \frac{Q}{Q_c} ; \% \quad (2.39)$$

- Potencia consumida por la bomba.

$$N_b = \rho \cdot Q \cdot g \cdot H ; W \quad (2.40)$$

Dónde:

ρ - densidad del fluido a transportar, (kg/m³)

g - aceleración de la gravedad, (m/s²)

H- pérdida o carga a que está impuesta a vencer la bomba, (m)

Q- caudal que transporta la bomba, (m³/s)

- Potencia útil que se le entrega al eje de la bomba.

$$N_{eje} = \frac{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H}{1000 \cdot \eta} ; kW \quad (2.41)$$

Dónde:

ρ - densidad del fluido a transportar, (kg/m³)

g - aceleración de la gravedad, (m/s^2)

H - pérdida o carga a que está impuesta a vencer la bomba, (m)

Q - caudal que transporta la bomba, (m^3/s)

η - eficiencia de la bomba, (de $0 \leq 1$)

- Potencia real que consume el motor.

$$Nm = (1.05 \div 1.1) \cdot Neje ; kW \quad (2.42)$$

El valor del coeficiente (1,05...1,1), reserva de energía del motor según los estándares de fabricación del motor.

2.5. Análisis de la pérdida de carga en conductos rectos.

El flujo de un fluido en un conducto viene acompañado de una pérdida de energía, que suele expresarse en términos de energía por unidad de peso de fluido circulante, que se denomina pérdida de carga y que tiene dimensiones de longitud.

Si la tubería es horizontal, la pérdida de carga se manifiesta como una disminución de presión en el sentido del flujo.

Las pérdidas lineales son las producidas por las tensiones viscosas originadas por la interacción entre el fluido y las paredes de una tubería o un conducto. En un tramo de tubería de sección constante, la pérdida de carga se puede obtener mediante un balance de fuerzas en la dirección del flujo:

$$\text{fuerza de presión} + \text{fuerzas de gravedad} + \text{fuerzas viscosas}$$

2.5.1. Perdida de carga lineales

Las pérdidas de carga lineales, se analizarán a partir de la ecuación de Darcy-Weisbach según la ecuación siguiente:

$$\Delta P = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} = 8 \cdot f \cdot \frac{L \cdot Q^2}{g \cdot \pi^2 \cdot D^5} \quad (2.43)$$

Dónde:

f - factor de fricción.

L - longitud de la tubería de succión, (m)

D - diámetro interior de la tubería, (m)

v - velocidad de transportación del fluido, (m/s)

ρ - densidad del fluido a transportar, (kg/m³)

Q - caudal, (m³/s)

El factor de fricción depende, además de Re , de la rugosidad relativa: $\varepsilon_r = \varepsilon/D$, donde ε es la rugosidad de la tubería.

Para el cálculo de "f" existen múltiples ecuaciones, a continuación se exponen las más importantes para el cálculo de tuberías:

- a. Blasius (1911). Propone una expresión en la que "f" viene dado en función del Reynolds, válida para tubos lisos, en los que ε_r no afecta al flujo al tapar la subcapa laminar las irregularidades. Válida hasta $Re < 100000$:

$$f = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} \quad (2.44)$$

- b. Prandtl y Von-Karman (1930). Amplían el rango de validez de la fórmula de Blasius para tubos lisos:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \cdot \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (2.45)$$

- c. Nikuradse (1933) propone una ecuación válida para tuberías rugosas:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \cdot \left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} \right) \quad (2.46)$$

- d. Colebrook-White (1939) agrupan las dos expresiones anteriores en una sola, que es además válida para todo tipo de flujos y rugosidades. Es la más exacta y universal, pero el problema radica en su complejidad y en que requiere de iteraciones:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \cdot \left[\left(\frac{\varepsilon}{3,71 \cdot D} \right) + \left(\frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \right] \quad (2.47)$$

- e. Moody (1944) consiguió representar la expresión de Colebrook-White en un ábaco de fácil manejo para calcular "f" en función del número de Reynolds (Re) y actuando la rugosidad relativa (ϵ_r) como parámetro diferenciador de las curvas ver anexo A3:

El análisis teórico se realizó considerando que la tubería es usada, por la siguiente tabla 2.7 se tienen las rugosidades absolutas para distintas condiciones de la tubería considerando que la tubería es rugosa,

Tabla 2.7. Valores de rugosidades absolutas para la tubería.

Tuberías de acero usadas	Rugosidad absoluta (k en mm)
Ligeras incrustaciones	0,15...0,4
Medias incrustaciones	1,5
Grandes incrustaciones	2...4

Fuente: (Halberg, 2000).

2.5.2. Procedimiento para el análisis de carga en la instalación semi industrial de hidrotransporte del ISMM.

Para el análisis de carga experimental la instalación consta de una sección recta de tubería de diámetro DN=100 mm en la cual se encuentran instalados dos sensores de presión (P1 y P2) como se observa en la figura 1.7, ambos separados una distancia de 16 m. Para lograr un rango de variación de los caudales del sistema, la instalación consta de un variador de frecuencia instalado en el motor de la bomba. Esto logrará obtener una pérdida de energía dada por la siguiente ecuación.

$$\Delta P = (P_2 - P_1) \quad (2.47)$$

Dónde

ΔP - variación de la presión en la sección recta de la tubería

P_2 - Presión en el sensor 2

P_1 - Presión en el sensor 1

2.5.3. Calculo del error relativo

La confirmación de la validez de los valores experimentales con el modelo teórico se desarrolla a través del error relativo, o sea, la diferencia entre el módulo del valor

experimental “ X_{exp} ” de la caída de presión y el valor teórico “ X_{teo} ” obtenido por el modelo para las mismas condiciones del experimento.

El error relativo puntual se calcula por la siguiente expresión:

$$E_p = \left| \frac{X_{\text{exp}} - X_{\text{teo}}}{X_{\text{exp}}} \right| \cdot 100 \quad (2.48)$$

Del cálculo de los errores relativos puntuales para cada uno de los diámetros de partículas se obtienen los siguientes resultados:

2.6. Conclusiones del capítulo

1. Se establece algunas propiedades del material a utilizar en la instalación como, granulometría, densidades, comportamiento reológicos...
2. Se presenta la metodología de cálculos teóricos para la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico, planteando las ecuaciones de las pérdidas específicas en el sistema.
3. Se establece un procedimiento de funcionamiento y toma de datos en la instalación, así como normas de protección y seguridad para el trabajo en la misma.

CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

3.1. Introducción

La puesta en marcha con efectividad del equipamiento de las instalaciones que se utilizan en el hidrotransporte se hace con la correcta selección de los instrumentos que se emplearán y para las condiciones correctas de explotación de la instalación, para ello es necesario determinar y analizar el régimen de trabajo de las bombas para así lograr una correcta operación del sistema.

El **objetivo** de este capítulo de forma concreta, es mostrar los resultados obtenidos para esta investigación, comportamiento de las variables de diseño, y sistemas de tuberías, así como la comparación de los resultados teóricos con los resultados de las pruebas experimentales.

3.2. Análisis del sistema de bombeo de la estación semi-industrial de hidrotransporte para distintas condiciones de trabajo

Para realizar el análisis del sistema de bombeo existente en la instalación con el transporte del agua y después del cieno carbonatado se debe tener en cuenta las características de la instalación. Por lo que es necesario obtener el punto de trabajo de las bombas. Planteando el análisis en las condiciones siguientes:

- Primer análisis de la instalación, (fluido a transportar agua cruda).
- Segundo análisis de la instalación, (fluido a transportar cieno carbonatado).

El sistema se analizará mediante el circuito semi-abierto, bombeo con la bomba πG 126/25 con cierre de la válvula de recirculación.

3.3. Parámetros generales de la instalación, para las dos condiciones de trabajo del sistema.

Según la metodología de cálculo hidráulico y el balance energético establecido en el Capítulo 2, se obtienen los valores de los parámetros de cálculo de la instalación objeto de estudio, para las diferentes condiciones de trabajo.

Tabla 3.1. Parámetros principales para ambas condiciones de trabajo del sistema de bombeo.

Parámetros	Resultados	Unidad
Volumen del cilindro ($V_{cilindro}$)	4,310	m^3
Volumen del cono (V_{cono})	0,888	m^3
Volumen del tanque (V_{tanque})	5,198	m^3

Diámetro medio de la partícula (dmp)	0,0017	m
Velocidad de sedimentación (w)	0,075	m/s
Número de revoluciones	1215	rev/min
Velocidad específica (ns)	22,972	rev/min
Eficiencia de la bomba (η)	72,330	%
Factor de cavitación (σ_c)	0,198	-
Rendimiento volumétrico (η_v)	96,600	%

En la tabla 3.1 se muestran parámetros de trabajo de la bomba y la instalación, su una velocidad específica de 22,972 rev/min, comportándose como una bomba de velocidad lenta. Queda también comprobado el funcionamiento de la bomba según los criterios de diseño del fabricante a través del factor de cavitación 0,198, lo que demuestra que trabaja en una zona segura indicando así un funcionamiento favorable de explotación.

3.4. Sistema con el circuito semi-abierto bombeando agua cruda con la bomba π G 126/25 con cierre de la válvula de recirculación

Para el cálculo del sistema para el transporte de agua cruda, se tienen en cuenta los diferentes diámetros de tubería existente en la instalación, mencionando que existe un predominio de un diámetro DN100, pequeñas secciones de tubería DN150 y un tramo de conducto rectangular.

Tabla. 3.2. Resultados del cálculo del sistema para el transporte de agua cruda

Q (m ³ /h)	Q (m ³ /s)	V suc (m/s)	V desc (m/s)	Re suc.	Re d	λ suc.	λ desc.	R suc	R desc.	R total	H (m)
0	0,000	0,000	0,000	0,0	0,0	0,0100	0,01	918,12	19105,68	20023,80	3,00
20	0,006	0,315	0,708	44734,6	100652,9	0,0094	0,0076	915,90	16968,88	17884,78	3,55
40	0,011	0,629	1,415	89469,2	201305,7	0,0079	0,0064	910,81	15871,09	16781,90	5,07
60	0,017	0,944	2,123	134203,8	301958,6	0,0071	0,0058	908,22	15311,78	16220,00	7,51
80	0,022	1,258	2,831	178938,4	402611,5	0,0066	0,0054	906,53	14947,96	15854,49	10,83
100	0,028	1,573	3,539	223673,0	503264,3	0,0063	0,0051	905,31	14683,24	15588,54	15,03
120	0,033	1,887	4,246	268407,6	603917,2	0,0060	0,0049	904,35	14477,64	15381,99	20,09
140	0,039	2,202	4,954	313142,3	704570,1	0,0057	0,0047	903,58	14310,97	15214,55	26,01
160	0,044	2,516	5,662	357876,9	805222,9	0,0056	0,0045	902,93	14171,70	15074,64	32,78

Los números de Reynolds mostrados para el transporte de agua cruda en la tabla 3.2 demuestran un comportamiento turbulento del fluido, superando los límites establecidos en la zona de transición en los regímenes evaluados.

Valores de las pérdidas en la instalación se muestran en el los anexo A1 resultando una pérdida dinámica de 10.155 m columna de agua, mientras que las cargas estáticas para el máximo nivel del líquido en el tanque son de 0,3 m, obteniéndose además en el análisis, las pérdidas totales en el sistema de tuberías para el máximo de nivel del líquido, siendo estas de 10,455 m.

A partir de lo planteado en el epígrafe 2.3 (**Característica de la bomba para la nueva tensión del motor 220 V**) y dado el caso de que el variador de frecuencia instalado para el motor de la bomba de 55 kW de potencia nominal, es de menor potencia (35 kW) se realiza el cálculo para el funcionamiento de la bomba a máximo número de revoluciones (1760 rev/min, 60 Hz) y a un número de revoluciones permitido por el variador de frecuencia (1215 rev/min, 40 Hz).

En la figura 3.1 siguiente queda representado según el análisis realizado, el punto de operación resultante de la intersección entre la curva carga-capacidad de la bomba y la curva de la red o sistema de tuberías.

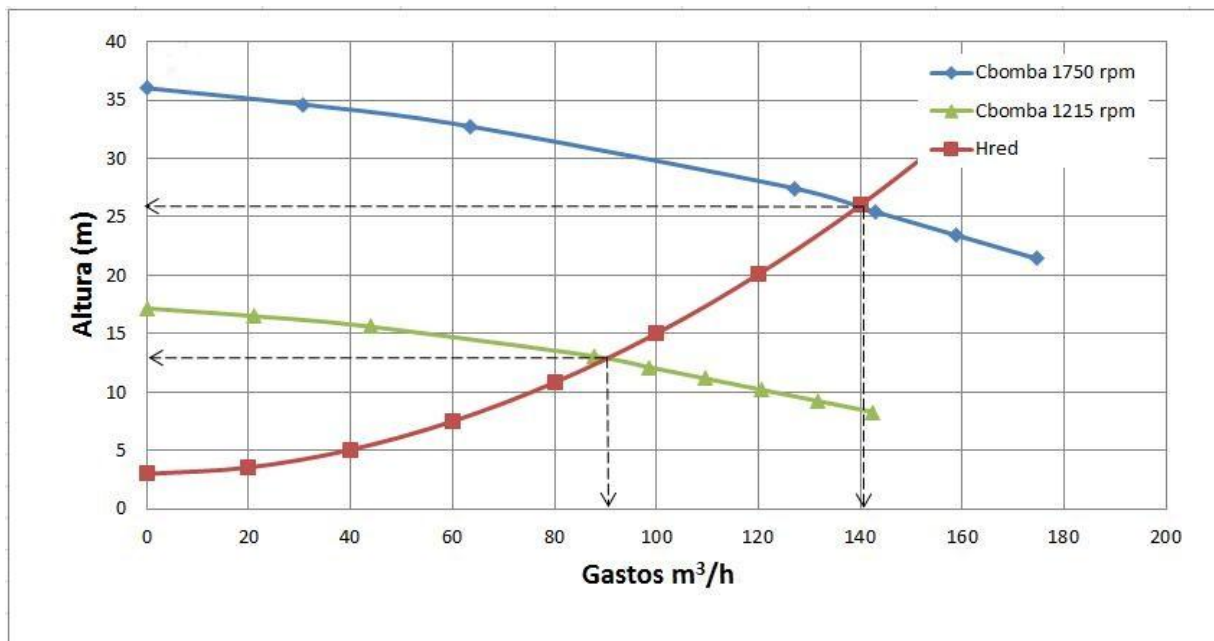


Figura 3.1. Resultados del cálculo del punto de trabajo de la instalación

Según la figura 3.1 se obtiene el punto de trabajo de la bomba en cuestión, para cuando se encuentra trabajando a 1760 rev/min los parámetros son: caudal $Q_t = 140 \text{ m}^3/\text{h}$ y altura $H_t = 26 \text{ m}$ y $Q_t = 90 \text{ m}^3/\text{h}$, altura $H_t = 16 \text{ m}$ para cuando se encuentra trabajando a 1215 rev/min.

3.4.1. Análisis de cavitación del trabajo del sistema.

Tanto la figura 3.2 como la tabla 3.3, muestra los resultados de los cálculos del (NPSH)_d para un máximo nivel del líquido en el tanque, y al comparar estos valores con el (NPSH)_r de la bomba según ficha técnica, se verifica un comportamiento estable de la bomba, exento del régimen cavitacional, cumpliéndose así con la condición: la altura neta de succión disponible

tienen que ser mayor e igual a la altura neta de succión requerida. Queda demostrado además en el análisis, la reserva de alrededor de 3 m.

Tabla 3.3. Resultados de los cálculos para la condición de cavitación.

Q(m ³ /s)	0	20	40	60	80	100	120	140	160
(NPSH) _{dis}	8,130	8,102	8,018	7,878	7,682	7,431	7,125	6,763	6,346
(NPSH) _{req}	5	5	5	5	5	5	5	5	5

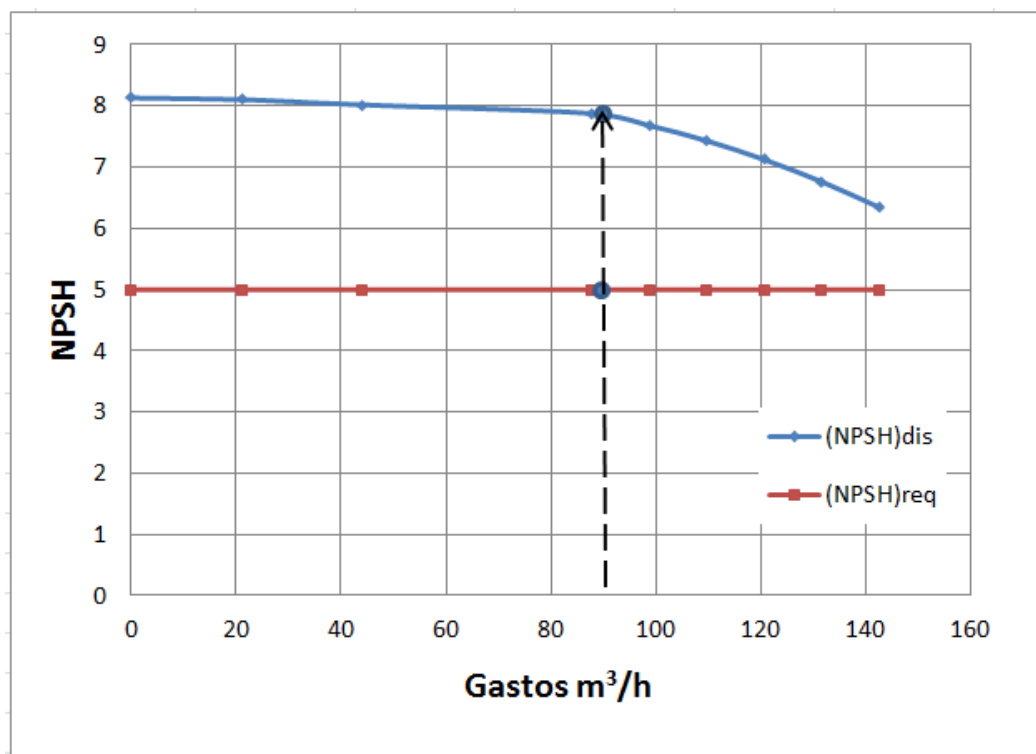


Figura 3.2. Altura neta positiva de succión del sistema

3.4.2. Análisis de la potencia consumida por el sistema

A partir de la metodología planteada en el capítulo 2 se realiza el cálculo de la potencia consumida por el sistema para las condiciones de trabajo dadas.

Tabla 3.4. Resultados de la potencia consumida por la bomba en el sistema para esta condición de trabajo.

Parámetros según las condiciones	Resultados	Unidad
Potencia para el máximo nivel del líquido (Nb)	9,167	kW
Potencia útil que se le entrega al eje (Neje)	12,670	kW
Potencia real que consume el motor (Nm)	13,620	kW

En la tabla anterior se obtienen que la potencia consumida por el eje de la bomba en un máximo nivel del líquido en el tanque es de 12,270 kW, la energía está relativamente muy por debajo de la potencia del motor instalado.

3.5. Sistema con el circuito semi-abierto bombeando cieno carbonatado con la bomba μ G 126/25 con cierre de la válvula de recirculación

Para el cálculo del sistema durante el transporte de cieno carbonatado, también se tienen en cuenta las condiciones existentes en la instalación.

Tabla 3.5. Resultados del cálculo del sistema para el transporte de cieno carbonatado.

Q (m ³ /h)	Q (m ³ /s)	v s (m/s)	v d	Re s	Re d	fT	R s	Rd	R total	H (m)
0	0,000	0,000	0,000	0,000	0,0	0,040	1020,72	46215,68	47236,40	3,00
20	0,006	0,315	0,708	8930,678	13396,0	0,038	1015,06	44719,81	45734,86	4,41
40	0,011	0,629	1,415	17861,355	26792,0	0,034	998,64	40381,00	41379,64	8,11
60	0,017	0,944	2,123	26792,033	40188,0	0,031	990,00	38099,38	39089,38	13,86
80	0,022	1,258	2,831	35722,711	53584,1	0,029	984,27	36585,48	37569,75	21,55
100	0,028	1,573	3,539	44653,389	66980,1	0,028	980,04	35467,74	36447,79	31,12
120	0,033	1,887	4,246	53584,066	80376,1	0,027	976,72	34589,55	35566,27	42,52
140	0,039	2,202	4,954	62514,744	93772,1	0,026	974,00	33870,78	34844,78	55,70
160	0,044	2,516	5,662	71445,422	107168,1	0,026	971,71	33265,21	34236,92	70,63

Los números de Reynolds mostrados en la tabla 3.5 para el transporte de cieno carbonatado demuestran un comportamiento régimen turbulento desarrollado. En anexo A2, se indican las pérdidas dinámicas en la instalación para el bombeo de cieno carbonatado utilizando el circuito semi-abierto, los que resultan ser de 9,987 m, mientras que las cargas estáticas para un máximo nivel de líquido en el tanque es de 0,3 m, además de las pérdidas totales en el Sistema de tuberías del máximo nivel en el tanque es de 10,287 m.

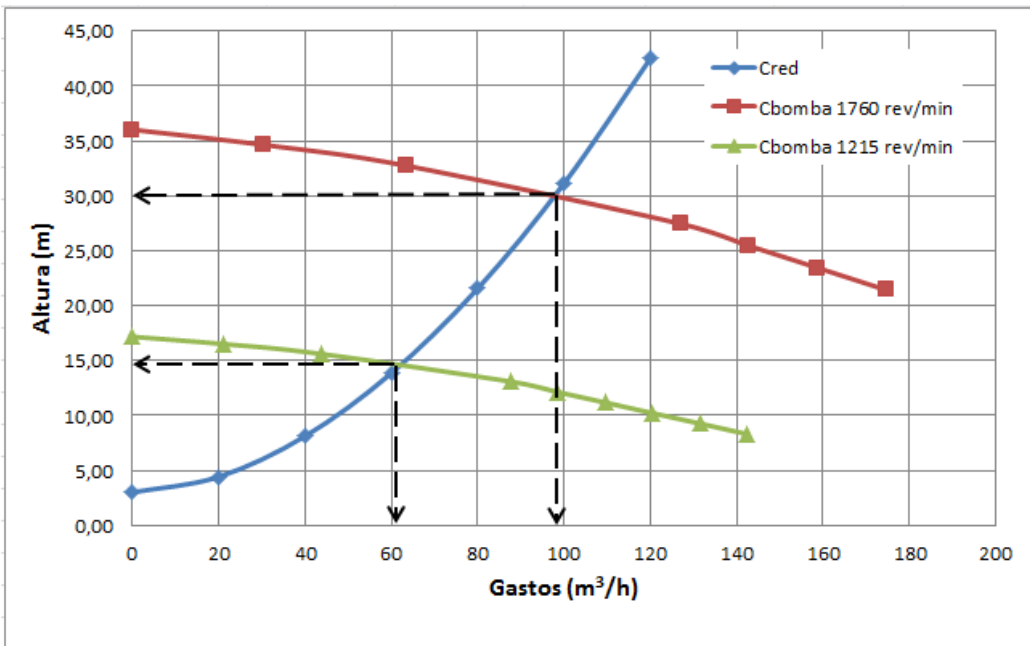


Figura 3.3. Resultados del cálculo del punto de trabajo de la instalación para cieno

Según la figura 3.3 se obtiene el punto de trabajo de la bomba cuando se transporta cieno carbonatado, cuando se encuentra trabajando a 1760 rev/min los parámetros son: caudal $Q_t = 99 \text{ m}^3/\text{h}$ y altura $H_t = 30 \text{ m}$ y $Q_t = 61 \text{ m}^3/\text{h}$, altura $H_t = 14 \text{ m}$ para cuando se encuentra trabajando a 1215 rev/min.

3.5.1. Análisis de cavitación del trabajo del sistema para cuando se transporta cieno.

La figura 3.2 como la tabla 3.3, muestra los resultados de los cálculos del (NPSH)_d para un máximo nivel del líquido en el tanque, y al comparar estos valores con el (NPSH)_r de la bomba según ficha técnica,

Tabla 3.6. Resultados de los cálculos en la condición de cavitación.

$Q(\text{m}^3/\text{s})$	0	20	40	60	80	100	120	140	160
(NPSH) _d	7,130	7,099	7,007	6,855	6,644	6,374	6,045	5,657	5,211
(NPSH) _r	5	5	5	5	5	5	5	5	5

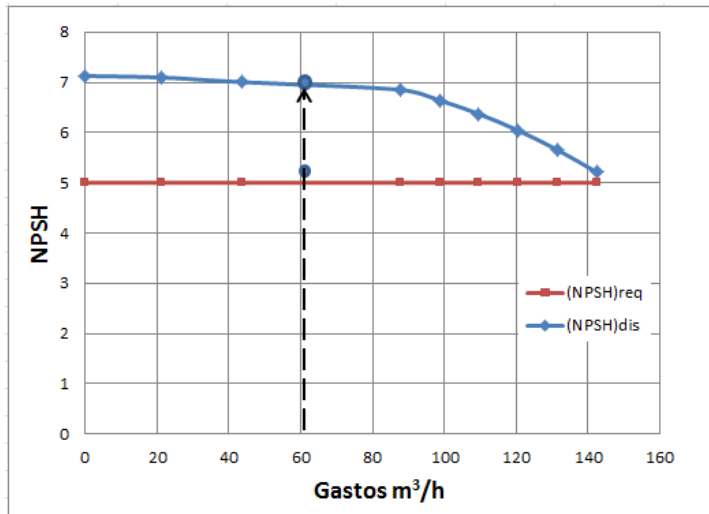


Figura 3.4. Altura neta positiva de succión del sistema cuando se transporta cieno.

Los resultados de la condición de cavitación para el bombeo del cieno carbonatado en la tabla 3.6 y figura 3.4, dieron posibilidad de establecer como conclusión del análisis, que la bomba del sistema para el punto de trabajo de la bomba no cavita, cumpliéndose en este caso con la condición de seguridad cavitacional, siendo el (NPSH)_d superior al (NPSH)_r por la bomba, además de contarse con una reserva de 1,855 m de carga en la succión.

3.5.2. Análisis de la potencia consumida por el sistema para el transporte de cieno carbonatado

Se realiza el cálculo de la potencia consumida por el sistema para el transporte de cieno carbonatado

Tabla 3.5. Resultados de la potencia consumida por la bomba en el sistema para esta condición de trabajo.

.Parámetros evaluados	Resultados	Unidad
Potencia para el máximo nivel (Nb)	10,700	kW
Potencia útil que se le entrega al eje (Neje)	14,800	kW
Potencia real que consume el motor (Nm)	15,910	kW

En la tabla 3.5 se dan los resultados de la potencia consumida por la bomba para las dos condiciones de trabajo: nivel máximo de la pulpa en el tanque, valores estos de 14,800 kW, resultando ser inferiores a la potencia que realmente caracteriza al motor instalado.

3.6. Análisis de la pérdida de carga en la sección de tubería recta

Para este análisis se realizaron corridas para el bombeo de agua cruda con la bomba 1G 126/25, las cuáles arrojaron los siguientes resultados:

A partir de lo planteado en epígrafe 2.5 para el análisis de las pérdidas de carga en la sección de tubería recta correspondiente a la tubería de DN100. Se realizó el estudio para las siguientes condiciones 1. Cuando se transporta agua cruda y durante el transporte de pulpa de Cieno carbonatado a bajas concentraciones (alrededor de 25% de sólidos).

3.6.1. Analisis de la perdida de carga durante el tranporte de agua cruda

Como puede observarse en la tabla 3.6 se realizo, una variación del caudal suministrado por la bomba en un rango de 66,40 a 11,60 m³/h y las velocidades variaron entre 2,35 a 3,949 m/s.

Tabla 3.6. Resultados para le analisis de las pérdidas de carga.

Hz	n	Q(m3/h)	Q(m3/s)	v(m/s)	Re	P1 (Pa)	P2 (Pa)	DPexp	DPteo	Error
30,00	900,00	66,40	0,01844	2,350	227706,938	32,33	29,72	2,610	2,425	7,099
31,50	945,00	71,20	0,01978	2,519	244167,680	33,35	30,43	2,920	2,788	4,522
33,00	990,00	75,00	0,02083	2,654	257199,101	34,46	31,15	3,310	3,093	6,541
34,50	1035,00	79,20	0,02200	2,803	271602,251	35,70	32,00	3,700	3,450	6,766
36,00	1080,00	83,40	0,02317	2,951	286005,401	36,82	32,76	4,060	3,825	5,782
37,50	1125,00	88,00	0,02444	3,114	301780,279	38,10	33,38	4,720	4,259	9,770
39,00	1170,00	92,40	0,02567	3,270	316869,293	39,45	34,58	4,870	4,610	5,339
40,50	1215,00	96,00	0,02667	3,397	329214,850	40,90	35,59	5,310	4,884	8,021
42,00	1260,00	101,00	0,02806	3,574	346361,456	42,38	36,58	5,800	5,304	8,551
43,50	1305,00	104,00	0,02889	3,680	356649,420	43,76	37,56	6,200	5,624	9,293
45,00	1350,00	108,40	0,03011	3,836	371738,434	45,26	38,73	6,530	5,875	10,034
46,50	1395,00	111,60	0,03100	3,949	382712,263	46,65	39,64	7,010	6,227	11,173

Después de un análisis respecto a la caída de presión que hay entre los sensores de presión ubicados en la sección de tuberías recta con una separación de 16 m. se realiza una comparación entre la pérdida de energía obtenida experimentalmente y la teórica (ecuación de Darcy). Se pudo comprobar que el error relativo esta entre valores de 5,33 y 11,173, para el rango de variación empleado. Solo el último valor está por encima del 10 % esto esta dado debido al incremento del número de Reynolds.

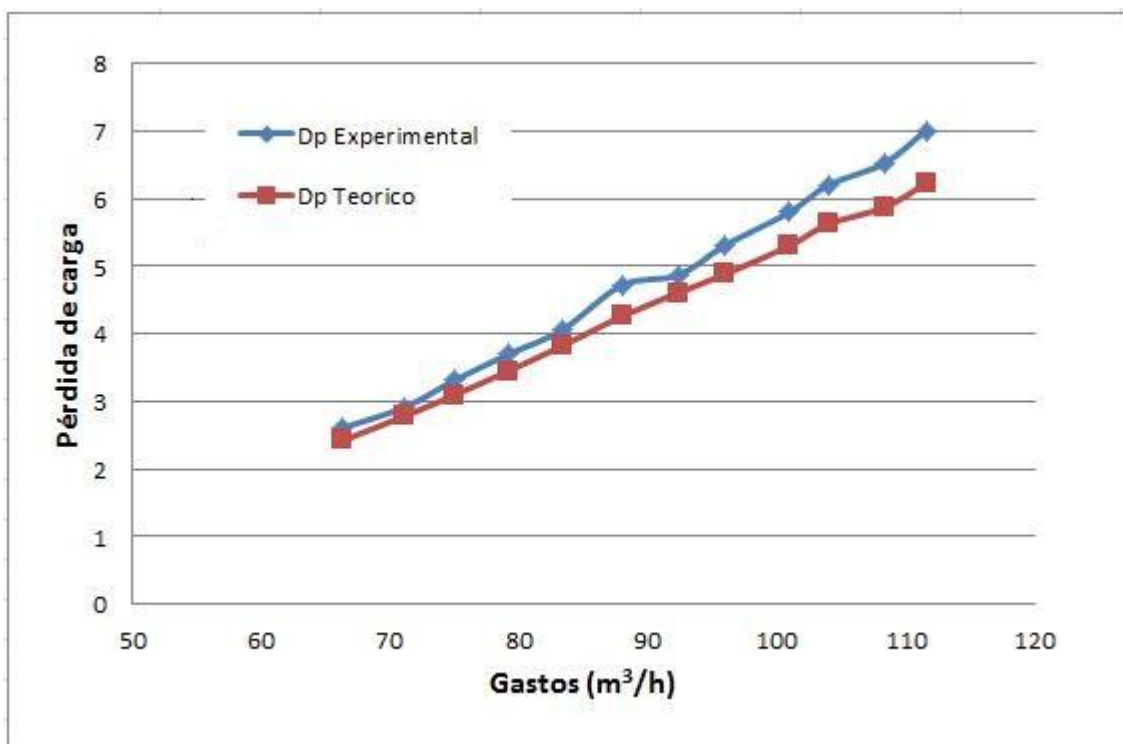


Figura 3.5. Resultado del análisis de pérdida de energía teórico y experimental

En la figura anterior se puede observar que a medida que aumenta el caudal aumenta el error relativo confirmando lo anteriormente plantado.

Para el cálculo teórico teniendo en cuenta las rugosidades en el interior de la tubería, se asume una rugosidad absoluta en la tubería de 0.4 mm.

3.6.2. Analisis de la perdida de carga durante el tranporte de cieno carbonatado

La tabla 3.7 muestra los resultados obtenidos mediante el análisis de las pérdidas de cargas durante el transporte de cieno carbonatado, para el cálculo teóricas se tiene en cuenta al igual que el transporte de agua la ecuación de Darcy, aunque para este caso se hace uso del método implementado por Darby para el cálculo del factor de fricción en función del número de Reynolds y de Hestrom, expresado en el epígrafe 2.4.3.

Tabla 3.7. Resultados del análisis de pérdida de carga para el transporte de cieno carbonatado.

frec. (hz)	n (rev/min)	Q(m3/h)	Q(m3/s)	v(m/s)	Re	He	Landa	P1 (Pa)	P2 (Pa)	Dpexp	Dpteo	Error
25,00	751	32,120	0,0089	1,14	19484,38	1224489,80	0,015	26,840	26,210	0,63	0,602	4,372
27,50	825	40,800	0,0113	1,44	24749,77	1224489,80	0,014	28,100	26,670	1,43	1,298	9,209
30,00	900	51,470	0,0143	1,82	31222,32	1224489,80	0,014	29,700	27,100	2,60	2,384	8,306
32,50	976	53,940	0,0150	1,91	32720,66	1224489,80	0,013	30,920	27,870	3,05	2,909	4,614
35,00	1050	60,350	0,0168	2,14	36609,04	1224489,80	0,013	32,860	28,840	4,02	3,642	9,408
37,50	1125	66,710	0,0185	2,36	40467,09	1224489,80	0,013	34,830	29,810	5,02	4,717	6,039
40,00	1200	73,940	0,0205	2,62	44852,90	1224489,80	0,013	36,820	30,720	6,1	5,521	9,486
42,50	1276	78,350	0,0218	2,77	47528,06	1224489,80	0,013	38,330	31,580	6,75	6,138	9,064
45,00	1351	82,240	0,0228	2,91	49887,78	1224489,80	0,011	40,780	32,960	7,82	7,169	8,330
47,50	1425	87,180	0,0242	3,08	52884,44	1224489,80	0,011	43,100	34,340	8,76	8,056	8,040

La figura 3.6 nos muestra las curvas de pérdidas de carga teórica y experimental durante el transporte de pulpa de cieno carbonatado, se puede comprobar al igual que en la tabla anterior que el error relativo entre ambos casos, tiene valores entre 3,37 a 8,04 %, todos en el rango permisible por la literatura (hasta un 10%). Evidenciados que existe una correcta implementación de la instrumentación instalada en la instalación.

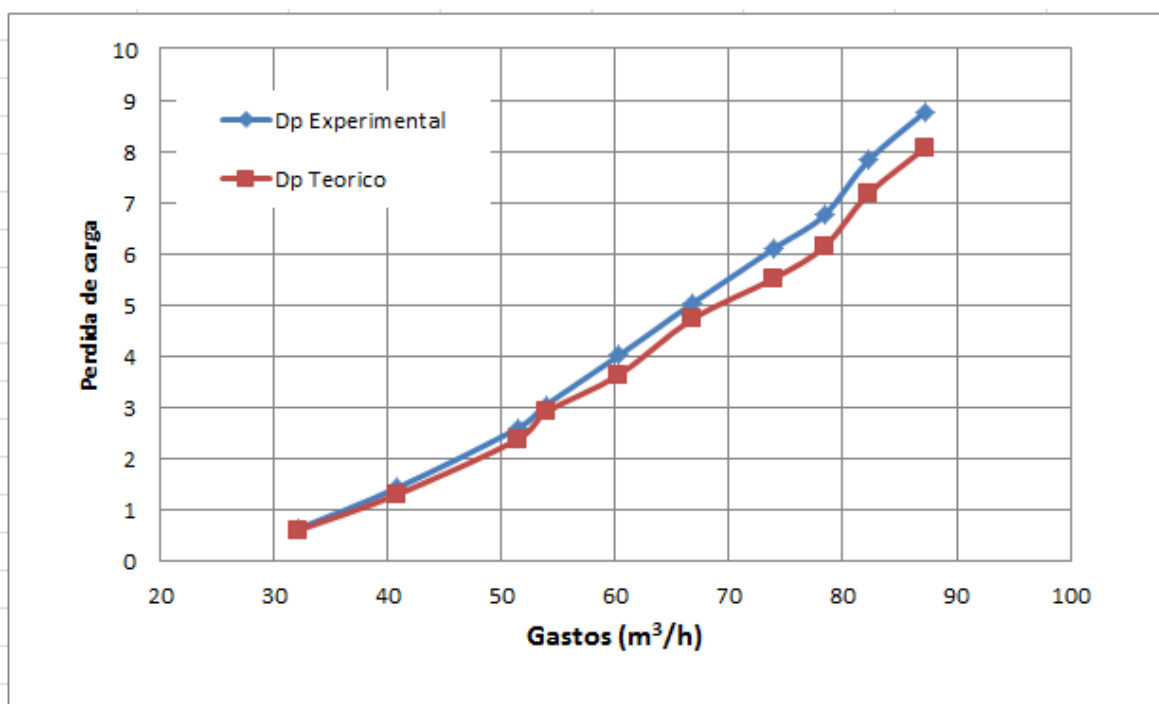


Figura 3.6, Curva de pérdida de carga teórica y experimental durante el transporte de cieno

3.4. Valoración Económica

Una gran parte de los gastos capitales durante el hidrotransporte lo constituye los gastos de energía eléctrica, su economía es una de las direcciones estratégicas de la producción en la actual etapa. Una correcta selección y organización en la explotación del equipamiento de bombeo en régimen económico permite el ahorro de la energía eléctrica y aumentar la efectividad del transporte hidráulico. Teniendo siempre presente los problemas que esta puede causarle al medio circundante.

3.4.1. Gasto de la explotación de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa para transportar un m^3 de Agua cruda y Cieno Carbonatado.

$$G_{\text{exp}} = \left[\frac{Gb}{Q * l} \right] n \quad (3.1)$$

Dónde:

Q - caudal transportado por la bomba en un año 32760 m³/h.

G_b - gasto anual de explotación de la bomba.

$$Gb = g_{\text{elect}} + g_{\text{mant}} + g_{\text{agua}} + g_s \quad (3.2)$$

Gastos por consumo de energía eléctrica:

$$g_{\text{elect}} = \frac{T \cdot N_m \cdot K_p \cdot t_{pu}}{\eta} \quad (3.3)$$

$T = 0,31 \text{ kW/h}$ - Tarifa de corriente eléctrica.

N_m - potencia consumida por el motor de la máquina, kW.

$K_p = 4,16$ - coeficiente de pérdida.

$t_{pu} = 260 \text{ h}$ - tiempo de trabajo de la bomba en un año.

$\eta = 91\%$ - rendimiento del motor.

$g_{\text{mant}} = 756 \text{ CUP/año}$ - gastos anuales por mantenimiento.

g_{agua} - gastos por consumo de agua.

$$g_{\text{agua}} = P_a \cdot Q_a \quad (3.4)$$

Q_a : caudal de agua utilizado en el proceso 2346,8 m³/año.

P_a : precio del m³ de agua 1,55 CUP/año.

g_s - gastos por salario del operador de la instalación en un año.

$$g_s = t_a \cdot t_n \cdot k_{ss} \cdot k_{dr} \cdot k_{pc} \quad (3.5)$$

$t_a = 1,166 \text{ CUP/año}$ - tarifa salarial del personal directo de la instalación.

$t_n = 2880 \text{ h}$ - tiempo de trabajo del operario en la instalación en un año.

$k_{ss} = 0,13992$ - coeficiente de seguridad social.

$$k_{ss} = 12\% \cdot t_a$$

$k_{dr} = 1,0909$ - coeficiente de descanso distribuido.

$k_{pc} \approx 1$ - coeficiente de pago complementario.

Tabla 3.8. Resultados de la valoración económica para las siguientes condiciones de trabajo de la bomba nG 126/25.

Indicadores	Agua Cruda	Cieno Carbonatado	Unidad
Gastos por consumo de energía eléctrica	6123,00	8540,00	CUP/año
Gastos por mantenimiento	1256,00	1367,00	CUP/año
Gastos por consumo de agua	2765,00	3046,00	CUP/año
Gastos por salario del operador	512,57	512,57	CUP/año
Gasto anual de explotación de la bomba	7996,00	10612,00	CUP/año
Costo para transportar un m ³ en un metro	0,004	0,0083	CUP/m ³ *m

Los resultados expuestos en la tabla 3.8, nos permiten conocer que el gasto total de la instalación semi-industrial de hidrotransporte por concepto de consumo energético de la bomba, es de 7996 CUP/año para el transporte de agua y 10612 CUP/año para el caso del cieno carbonatado. Así como el costo para transportar un metro cubico de agua y cieno carbonatado es de 0,004 y 0,0083 CUP/m³*m

3.5. Procedimiento de funcionamiento y toma de datos en la instalación

En la instalación emplear el siguiente procedimiento para realizar los ensayos de pérdidas de carga en la instalación:

- Comprobar que las válvulas de salida del tanque de alimentación, salida de la bomba, una de las sección de tubería a utilizar en la línea (78, 100 ó 150mm), así como entrada al circuito cerrado o descarga directa al tanque de alimentación, se encuentran abiertas. Y la válvula del drenaje este cerrada.
- Poner en marcha la bomba del depósito de alimentación.
- Dejar fluir el agua o pulpa a lo largo del circuito durante unos momentos.
- Regular a través del variador de frecuencia instalado en el motor de la bomba, el número de revoluciones de dicho motor para obtener diferentes caudales, procurando promediar en todo el rango permisible (0 - 100%). (teniendo en cuenta que el variador es de 35 kW y el motor de la bomba de 55 kW solo puede variar la frecuencia del variador hasta valores cercanos a 45 Hz (1400 rev/min)
- Una vez estabilizado el caudal deseado (valor mostrado por el flujómetro), tomar nota de los valores mostrados en los sensores de presión instalados en las secciones de tubería recta del sistema.

- Una vez tomadas las medidas, repetir el procedimiento para el rango de caudales permitidos.
- Al concluir apagar la bomba así como el sistema de mediciones instalado.

En la instalación se debe cumplir con todas las normas de seguridad y protección posible para evitar accidentes.

- Utilizar medios de protección para la cabeza como el casco, durante el movimiento en la instalación
- Ponerse ropas adecuadas.
- No tocar cables energizados en la instalación y cerciorarse de que los mismos están en buen estado técnico.
- Tener cuidado en la manipulación de la caja eléctrica de control de encendido y apagado.
- Cerciorarse de que el motor está correctamente acoplado a la bomba, así como colocada la tapa protectora de dicho acoplamiento.
- Prestar atención durante el movimiento en las escaleras y rampa elevada que permite el acceso al tanque.

3.6. Conclusiones del capítulo

1. El análisis de funcionamiento de la instalación arroja que el caudal de trabajo que para el caso de transporte de agua el sistema tiene un caudal de $90 \text{ m}^3/\text{h}$ y para el cieno carbonatado se trabajara para un $61 \text{ m}^3/\text{h}$.
2. El error relativo del análisis de pérdida de carga en el sistema tanto para agua como para cieno se encuentran dentro de los valores permisibles
3. Se establece un procedimiento de funcionamiento y toma de datos en la instalación, así como normas de protección y seguridad para el trabajo en la misma.

CONCLUSIONES GENERALES

1. Se establece el punto de operación de la instalación semi-industrial de hidrotransporte, trabajando en el circuito semi abierto de descarga directa al tanque para un máximo nivel en el mismo, cuando se transporta agua cruda y pulpas de cieno carbonatado, arrojando lo siguientes resultados.
 - En el transporte de agua cruda el caudal y la altura de operación de la bomba cuando trabaja a 1215 rev/min es de $Q_t = 90 \text{ m}^3/\text{h}$, altura $H_t = 16 \text{ m}$ y su funcionamiento está exento del régimen cavitacional, ya que se cumple que $(NPSH)_{dis} > (NPSH)_{req}$
 - Durante el transporte de cieno carbonatado, el punto de operación del sistema para 1215 rev/min es de $Q_t = 61 \text{ m}^3/\text{h}$, altura $H_t = 14 \text{ m}$, donde también existe ausencia de cavitación.
2. El análisis de la pérdida de carga realizado en la instalación para agua y cieno carbonatado, arrojaron que en ambas condiciones el error relativo entre lo experimental y lo teórico están dentro de los valores permisibles para estas instalaciones (10%), comprobándose que la instalación se encuentra en buenas condiciones para su utilización.
3. El costo para transportar un metro cubico de agua y cieno carbonatado en un metro de tubería es de 0,004 y 0,0084 CUC/ $\text{m}^3 \cdot \text{m}$, respectivamente.
4. Se establece un procedimiento de funcionamiento y toma de datos en la instalación, así como normas de protección y seguridad para el trabajo en la misma.

Recomendaciones

1. Tener en cuenta los resultados de esta tesis en futuros trabajos a realizar en la instalación.
2. Hacer uso del procedimiento para el funcionamiento y toma de datos en la instalación, así como las normas de protección y seguridad para el trabajo en la misma.
3. Profundizar en el estudio de las pérdidas de carga de las pulpas de cieno carbonatado durante su transporte por tuberías en los diferentes diámetros presentes en la instalación.

BIBLIOGRAFÍA

1. COLECTIVO DE AUTORES, *Manual del proyectista*. Volumen II. Departamento Epros- Eproyiv. Ingeniería Mecánica.
2. COLECTIVO DE AUTORES., *Transporte de Pulpas*. Departamento de Metalurgia. Universidad de Atacama. Agosto de 2000.
3. COLECTIVO DE AUTORES., *Selecting Centrifugal Pumps*. KSB.
4. COLECTIVO DE AUTORES., *Aceros y sus Laminados*. Tomo 2 Selecciones. NC 57-39:84. Impreso en Unidad Impresora CEN. Abril del 1985.
5. CORREA G., M., *Perfeccionamiento del sistema de transporte de fluido en la planta de cieno carbonatado en el Puerto Moa*. Trabajo de Diploma. ISMM. Moa, 2010.
6. CUENCA H, L.M., *Cálculo verificativo del sistema de transporte del cieno carbonatado de la planta de neutralización en la empresa Comandante "Pedro Sotto Alba"*. Trabajo de Diploma. ISMM. Moa, 2009.
7. DOMÍNGUEZ J, Y., *Cálculo verificativo y propuesta de modificación de la instalación de bombeo de Cieno Carbonatado desde el Puerto hasta la planta de Neutralización de la Empresa Pedro Sotto Alba Moa Níkel S.A*. Trabajo de Diploma. ISMM. Moa, 2005.
8. GARCIA D, A., *Transporte de suspensiones*. ISPJAM. Facultad de Tecnología Química. Departamento de Procesos Químicos. Santiago de Cuba.
9. GREENE W, R., *Válvulas, selección, uso y mantenimiento*. División de ingeniería Crane. Mc GRAW-HILL. Inglaterra.
10. HALBERG SIHI., *Principios básicos para el diseño de instalaciones de Bombas Centrifugas*. M.I.B.S.A. División de ingeniería Crane. Mc GRAW-HILL. Inglaterra.
11. HERNÁNDEZ R, O.; MÉNDEZ C, A. *Dibujo Aplicado para Ingenieros*. Tomo II
12. HOWARD W, J., *Annin Valves*. New York. 1986.
13. HUSBAND W, H, W., *Slurry pipeline manual. Design and Construction*. Prepared for Transportation Development Centre of transport Canada by Saskatchewan. December 1986.
14. KENNETH J.; NAUGHTON. *Bombas, selección uso y mantenimiento*. División de ingeniería Crane. Mc GRAW-HILL. Inglaterra. 2000
15. NEKRASOV, B., *Hidráulica*. Editorial Mir, Moscú, 1968.
16. NOA C, Y., *Caracterización de las pulpas de Cieno Carbonatado para su perfeccionamiento en el hidrotransporte*. Trabajo de Diploma. ISMM. Moa, 2008.
17. RESA G, C., *Flujo de Fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. División de ingeniería Crane. Mc GRAW-HILL. Inglaterra. 2000

18. RODRÍGUEZ S, J.E., *Cinética de la molienda del rechazo del Cieno Carbonatado de la Empresa Pedro Sotto Alba*. Trabajo de Diploma. ISMM. Moa, 2010.
19. RODRIGUEZ I, M., *Cálculo verificativo de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa*. Trabajo de Diploma. ISMM. Moa, 2013
20. ROJAS M, R., *Caracterización de las propiedades físico mecánicas del Cieno Carbonatado para el perfeccionamiento de su hidrotransporte por tuberías*. Tesis en opción al título de Master en Electromecánica. ISMM. Moa, 2009.

Artículos consultados:

21. BARRETO P, R., *Procedimiento para evaluar y seleccionar bombas centrífugas*. Instituto Superior Minero Metalúrgico Dr. Antonio Núñez Jiménez.
22. BARRETO P, R., *Cavitación y materiales de construcción en las bombas centrífugas*. Instituto Superior Minero Metalúrgico Dr. Antonio Núñez Jiménez.
23. PUPO I, R., *Conferencias de Mecánica de los Fluidos II*. Instituto Superior Minero Metalúrgico Dr. Antonio Núñez Jiménez.
24. LUDWIG E, E., *NPSH and Suction. Applied process design for chemical and petrochemical plants*. Volumen I.
25. PEREZ P, J.A., *Mejore la especificación para la compra de Bombas Centrífugas*. Departamento de ingeniería Química. Universidad de Concepción. Chile.

Sitios web consultados:

<https://es.wikiedia.org/wiki/>

[www.sonami.cl/images/stories/pdf/Caracterización de pulpas.pdf](http://www.sonami.cl/images/stories/pdf/Caracterización_de_pulpas.pdf)

www.exactas.unlpam.edu.ar/academica/catedras/.../densidad.htm

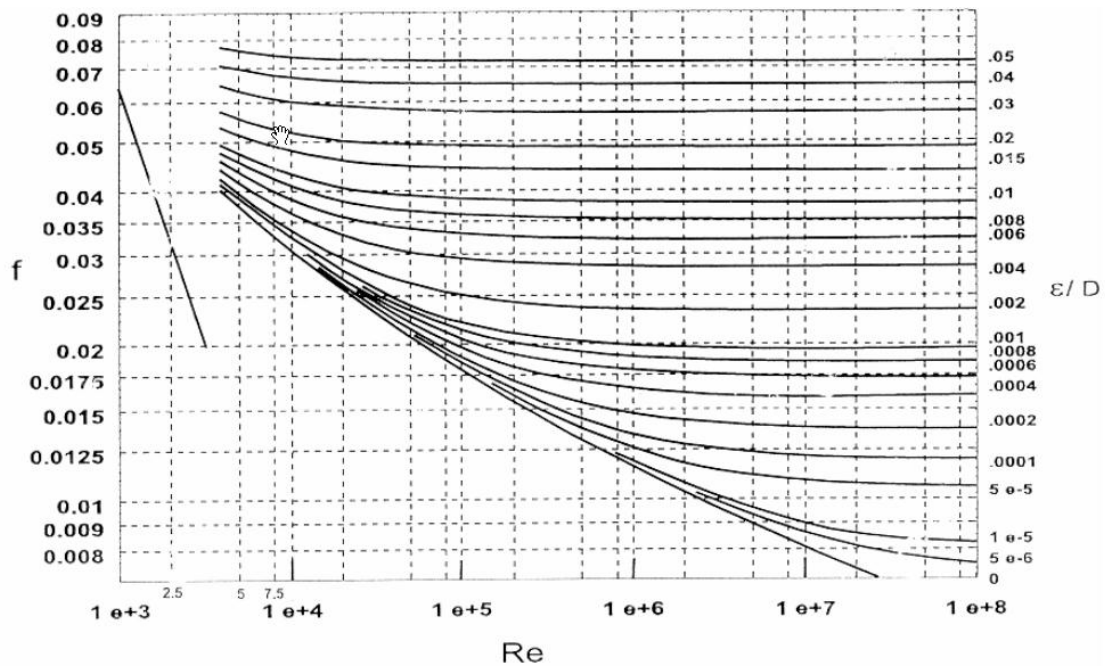
Anexo A.1 Resultado de los cálculos de las pérdidas por rozamiento y locales en la tubería de succión y la tubería de impulsión.

Parámetros no indicados (m)	Impulsión	Succión	Ecuación
Pérdida por rozamiento en la tubería de Ø 100 (h1)	5,747	0,233	2.29
Pérdida local en la tubería de Ø 100 (h2)	3,164	0,782	2.30
Sumatoria del coeficiente de pérdida local en la tubería Ø 100 (ξ_t)	7,754	1,916	2.31... 2.38
Pérdida por rozamiento en la tubería del flujómetro y la salida del tanque Ø 150 (h1)	0,044	0,023	2.29...2.34
Pérdidas locales en la tubería de salida del tanque de Ø 150 (h2)	-	0,163	2.35
Sumatoria del coeficiente de pérdida local en la tubería Ø 150 (ξ_t)	-	2,020	2.36
Pérdidas por rozamiento en el conducto rectangular de drenaje al tanque (h1)	0,000445	-	2.29
Pérdidas (himp y hsuc)	8,955	1,200	2.33...2.39
Pérdidas dinámicas (hdin)		10,155	2.40
Altura estática para el máximo nivel del líquido en el tanque (ΔZ)		0,300	2.41
Pérdida total para el máximo nivel del líquido en el tanque (ht)		10,455	2.42
Coeficiente de resistencia de la red (Rc) s ² /m ⁵		24720	2.44

Anexo A.2 Resultado de los cálculos de las pérdidas por rozamiento y locales en la tubería de succión y la tubería de impulsión.

Parámetros (m)	Impulsión	Succión	Ecuación
Pérdida por rozamiento: tubería Ø 100 (h1)	5,782	0,234	2.29
Pérdida locales: tubería de Ø 100 (h2)	1,839	0,445	2.30
Sumatoria del coeficiente de pérdida local en la tubería Ø 100 (ξ_t)	7,754	1,916	2.31... 2.38
Pérdida por rozamiento: tubería del flujómetro y la salida del tanque Ø 150 (h1)	0,147	0,076	2.29...2.34
Pérdidas locales: tubería de salida del tanque de Ø 150 (h2)	-	0,614	2.35
Sumatoria del coeficiente de pérdida local en la tubería Ø 150 (ξ_t)	-	2,020	2.36
Pérdidas por rozamiento en el conducto rectangular de drenaje al tanque (h1)	0,012	-	2.29
Pérdida locales en el conducto rectangular de drenaje al tanque (h2)	0,836	-	2.30
Pérdidas del sistema (himp y hsuc)	8,617	1,370	2.33...2.39
Pérdidas dinámicas (hdin)		9,987	2.40
Altura estática para el mínimo nivel de la pulpa en el tanque (ΔZ)		1,520	2.41
Altura estática para el máximo nivel de la pulpa en el tanque (ΔZ)		0,300	2.41
Pérdida total para el mínimo nivel de la pulpa en el tanque (ht)		11,507	2.42
Pérdida total para el máximo nivel de la pulpa en el tanque (ht)		10,287	2.42
Coeficiente de resistencia de la red (Rc) s ² /m ⁵		32240	2.44

Anexo A3. Diagrama de Moody



Anexo A4 Presión atmosférica con respecto al nivel del mar.

Tabla A1. La influencia de la altura del nivel del mar en la presión atmosférica media anual y en el punto de ebullición correspondiente.

Altura sobre el nivel del mar (m)	Presión atmosférica (mbar)	Punto de ebullición (°C)
0	1013	100
200	989	99
500	955	98
1000	899	97
2000	793	93
4000	616	87
6000	472	81

Anexo A5: Modelos y parámetros reológicos del cieno carbonatado para diferentes porcentos de sólido.

Tabla A2. Modelos reológicos obtenidos.

Porcentaje de sólido, (%)	Modelo matemático obtenido por regresión	Modelo reológico	Índice de regresión (R^2)
32	$y = 1.9723 \cdot \left(-\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^{0.5675}$	$\tau_{xy} = k \left(\frac{dv}{dy} \right)^n$	0,9927
40	$y = 20.826 + 0.2136 \cdot \left(-\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)$	$\tau_{xy} = \tau_0 + \mu_p \left(\frac{dv}{dy} \right)$	0,9931
46	$y = 29.576 + 0.273 \cdot \left(-\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)$	$\tau_{xy} = \tau_0 + \mu_p \left(\frac{dv}{dy} \right)$	0,9885

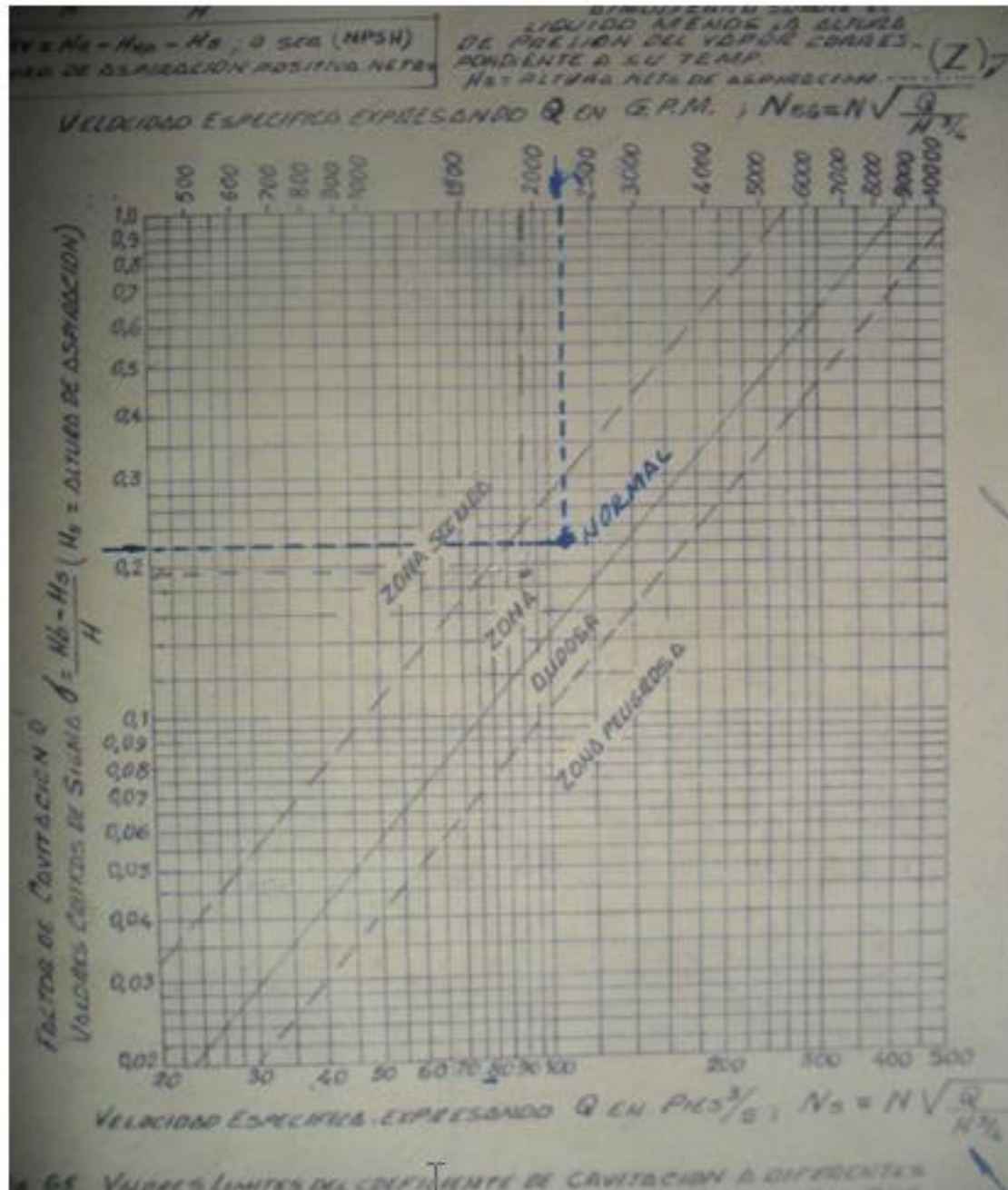
Fuente: Martínez (2009).

Tabla A3. Parámetros reológicos.

Concentración de Sólido (%)	Parámetros reológicos			
	Índice de consistencia (k), (Pa.s)	Índice de flujo n	Esfuerzo cortante inicial τ_0 (□□□□Pa)	Viscosidad plástica μ_a (Pa.s)
32%	1,9723	0,5675		
40%			20,826	0,214
46%			29,576	0,273

Fuente: Martínez (2009).

Anexo A.6 factor de cavitación.



ANEXO A.7 Instrumentación de control y medición

1. Sensor de presión SITRANS P PED: SEP C€

Este transmisor capta la variable de proceso, la transforma en eléctrica y la transmiten en corriente a un autómatas programable. Tiene una precisión de 0.2 % del alcance de medida.

Marca: SIEMENS, Made in France

Tipo: D-76181 Karlsruhe

Nr. Fab. N1-T926-9532239



Un: DC 10.5.....45V (no Ex) Salida 4...20mA

Alcance de medida: 0.01....1bar

Límites de sobrecarga: -1....6bar

Class de protección IP65

(Catálogo facilitado por el fabricante " SITRANS P measuring instruments for pressure. Transmitters for pressure y datos sacados de la Chapilla Técnica del Equipo).

2. Flujómetro electromagnético

Es un dispositivo electrónico de uso universal, de muy baja mantención y alta precisión que se basa en la Ley de Faraday para medir caudal. Tiene una exactitud de 0.2 %, grado de la protección IP 65, consumo de energía 0.65 W.

Marca: Krohne

Alcance de medida: 0...100 m³/h

Modelo OPTIFLUX 4300 C CG 30011100

S/N: A08 02773

Mfd: 2008 in the Netherlannds C€ 0343



GK: 4.3637 GKL: 8.8474

DN 150 mm/6 inch

100-230 VAC

50-60 Hz 22 VA

Watted materials: T HC4

IP 66/67

PED (97/23/EC)

PSI=16 bar @ TSI=20 °C

PS2=12.1 bar @ TS2=180 °C

PT=24 bar @ TT=20 °C

Norma: DIN 2633 ND 16 WNRI. 4402 75391 NW150/168.3

(Catálogo facilitado por el fabricante " UFM 3030 Caudalímetro ultrasónico universal en línea de tres haces para líquidos y datos sacados de la Chapilla Técnica del Equipo).