

**REPÚBLICA DE CUBA**  
**MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR**  
**INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO DE MOA**  
**“DR. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”**  
**FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECÁNICA**  
**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**EVALUACIÓN DEL HIDROTRANSPORTE DE LA PULPA LATERÍTICA A  
ESCALA SEMI-INDUSTRIAL**

Tesis presentada en opción al título de ingeniero mecánico

**LUIS ENRRIQUE SABLÓN FERNÁNDEZ**

**Moa, 2019**

**REPÚBLICA DE CUBA**  
**MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR**  
**INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALÚRGICO DE MOA**  
**“DR. ANTONIO NÚÑEZ JIMÉNEZ”**  
**FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECÁNICA**  
**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**EVALUACIÓN DEL HIDROTRANSPORTE DE LA PULPA LATERÍTICA A  
ESCALA SEMI-INDUSTRIAL**

Tesis presentada en opción al título de ingeniero mecánico

**Autor:** Luis Enrique Sablón Fernández

**Tutor:** Ms. C. Michel Rodríguez Ismar

**Moa, 2019**

**DECLARACIÓN DE AUTORIDAD**

En decisión conjunta, el autor, Luis Enrique Sablón Fernández y el tutor, Michel Rodríguez Ismar, certificamos la propiedad intelectual de esta tesis con el título **“Evaluación del hidrotransporte de la pulpa laterítica a escala semi-industrial”** a favor del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa “Dr. Antonio Núñez Jiménez”, el cual podrá hacer uso del mismo para fines docentes y educativos.

---

Luis Enrique Sablón Fernández

---

Ms. C. Michel Rodríguez Ismar

## PENSAMIENTO



12 de enero

sembrando„  
„recientemente es lo que más estamos  
sembrando de desarrollo  
científico, tienen que ser el futuro de  
necesidad de la ciencia que se  
el futuro de la ciencia que se

**DEDICATORIA**

*Al Eterno Adonai, porque todas estas grandezas has hecho por tu palabra y tu corazón, conforme al propósito del que las hace según el designio de su voluntad. Porque en ocasiones, cuando a la vista humana ciertas cosas parecen imposibles; Tú las hace posibles.*

*A mí esposa, mis padres, mis hermanos, mis suegros y mis cuñados que me acompañaron en las buenas y las malas.*

*A mí hijo, Luis Antonio Sablón De Arma, que este Trabajo de Diploma sirva de ejemplo e inspiración para conducirte sabiamente en la vida.*

*A mí familia en general, quienes estuvieron siempre pendientes del progreso de esta investigación.*

## AGRADECIMIENTOS

Al “Dios que es más que suficiente” (*El Shaddai*), he aquí Tú hiciste los cielos y la tierra con tu gran poder y con tu brazo extendido, y no hay cosa alguna que sea difícil para Tí. Gracias al que era, el que es y el que será por los siglos de los siglos; a Él sea la gloria eternamente.

A mi esposa, gracias por tu apoyo incondicional y tus oportunos consejos, tu estima sobrepasa largamente a la de las piedras preciosas.

A mis Padres (Soila y Luis Mario) que con su esfuerzo y contra las adversidades que se han presentado, han sido los principales autores de mi educación y formación personal.

A mis hermanos queridos (Yadelín y Osmel), gracias por ofrecerme su apoyo incondicional.

A mis suegros (Maída y Antonio) y mis cuñados (Maílen y Arioknís) que siempre me aconsejaron y apoyaron.

A mí tutor: Ms. C. Michel Rodríguez Ismar, por su asesoría científica y disposición desinteresada para ofrecerme ayuda.

Al Dr. C. Raúl Izquierdo Pupo, quien ha sido más que un tutor para mí, el guía fundamental de mi educación universitaria, a quien le debo una parte importante de mi formación como investigador.

A los profesores de la carrera quienes contribuyeron a mi formación profesional.

A toda mi familia, por ser el ejemplo a seguir para lograr todas mis victorias.

A todos muchas gracias y que Dios los bendiga abundantemente.

## RESUMEN

En el presente trabajo se realiza un estudio relacionado con el comportamiento de los parámetros operacionales y de diseño en la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, con el empleo de pulpa laterítica cruda a temperatura de 27 °C y concentración de sólidos en peso de 41,93 %. Se efectuaron experimentos de estrangulación con la válvula en la descarga de la bomba, con el objetivo de obtener las curvas características del sistema para varios números de revoluciones, se tomaron mediciones de la caída de presión en un tramo recto de tubería horizontal con el fin de validar la metodología aplicada. Los resultados revelaron el comportamiento polinómico de orden dos de las ecuaciones matemáticas que describen las curvas características de la bomba centrífuga  $\pi G$  (carga-capacidad, potencia-capacidad y eficiencia-capacidad). Se precisa una metodología de cálculo para la evaluación del proceso de hidrotransporte de la pulpa laterítica cruda en régimen de flujo laminar, con un comportamiento plástico real que responde al modelo Herschel-Bulkley, el error relativo promedio asociado a su uso es inferior al 0,98 %, clasificándola como una pulpa homogénea. El análisis de la red de tuberías y accesorios junto con las curvas características arrojaron los puntos de operación del sistema de bombeo, determinándose que para un número de revoluciones de 1 400 r/min se encuentra el punto operacional de máxima eficiencia y el más económico.

## ABSTRACT

In the present work a study is carried out related to the behavior in the operational and design parameters in the semi-industrial installation of hydrotransport in Higher Mining Metallurgical Institute of Moa, with the use of crude lateritic slurry at temperature 27 °C and solids concentration by weight of 41,93 %. Strangulation experiments were carried out with the valve in the discharge of the pump, in order to obtain the characteristic curves of the system for several numbers of revolutions, measurements of the pressure drop were taken in a straight section of horizontal pipeline in order to validate the applied methodology. The results revealed the polynomial behavior in order two to the mathematical equations that describe the characteristic curves in the centrifugal pump  $\pi G$  (load-capacity, power-capacity and efficiency-capacity). A calculation methodology is required for the evaluation of the hydrotransport process with the use of lateritic slurry in laminar flow, with a real plastic behavior that responds to the Herschel-Bulkley model, the average relative error associated with its use is less than 0,98 %, classifying it as a homogeneous slurry. The analysis of the network of pipes and fittings together with the characteristic curves showed the operating points of the pumping system, determining that for 1 400 r/min number of revolutions is the operational point of maximum efficiency and the most economical.

**TABLA DE CONTENIDOS**

<b>INTRODUCCIÓN .....</b>	1
<b>1. CAPÍTULO 1. MARCO DE REFERENCIA DE LA INVESTIGACIÓN .....</b>	5
1.1. Introducción.....	5
1.2. Revisión bibliográfica.....	5
1.3. Reología de las pulpas.....	13
1.3.1.Pulpas Newtonianas .....	13
1.3.2.Pulpas no Newtonianas .....	14
1.4. Flujo de dos fases líquido-sólidos .....	14
1.4.1.Regímenes de flujo en la pulpa .....	15
1.4.2.Tipos de flujo de pulpas .....	17
1.4.3.Velocidad de transición y velocidad crítica .....	20
1.4.4.Velocidad de sedimentación ( $v_s$ ).....	21
1.4.5.Velocidad crítica de transición viscosa ( $v_c$ ) para pulpas homogéneas .....	21
1.5. Caída de presión .....	22
1.6. Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema.....	23
1.7. Descripción de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM .....	24
1.7.1.Características del equipamiento de la instalación según la condición de diseño ..	26
1.7.2.Conjunto Bomba-Motor y condiciones actuales.....	27
1.8. Conclusiones del capítulo.....	27
<b>CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS .....</b>	28
2.1. Introducción .....	28
2.2. Material a transportar .....	28
2.2.1.Análisis reológico de la pulpa laterítica.....	28
2.2.2.Determinación de la velocidad de sedimentación.....	29
2.3. Deducción analítica de las curvas características de la bomba centrífuga nG .....	29
2.4. Características de los elementos constructivos de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM .....	33
2.5. Clasificación del flujo de la pulpa laterítica por tuberías.....	33
2.6. Determinación de la caída de presión en una sección de tubería.....	34
2.7. Modelo matemático de pérdidas de presión en el hidrotransporte de fluidos Herschel-Bulkley .....	35
2.7.1.Gradientes de presión durante el hidrotransporte .....	40

2.7.2. Modelación matemática para la determinación del gradiente de velocidad .....	41
2.7.3. Validación de los modelos matemáticos para el gradiente de presión .....	42
2.8. Metodología empleada para el cálculo hidráulico en la instalación semi-industrial de hidrotransporte .....	43
2.8.1. Ecuación fundamental de pérdidas de presión por rozamiento.....	43
2.8.2. Ecuación fundamental de pérdidas de presión por resistencias locales .....	44
2.8.3. Coeficientes de pérdidas locales en la impulsión para la descarga al tanque.....	44
2.8.4. Cálculo de la altura estática.....	45
2.8.5. Característica de la red.....	45
2.9. Expresiones para la determinación de costos asociados al sistema hidráulico .....	47
2.9.1. Gasto horario de la bomba (costo variable).....	47
2.10. Conclusiones del capítulo .....	48
<b>CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS .....</b>	<b>49</b>
3.1. Introducción.....	49
3.2. Curvas características de la bomba centrífuga nG .....	49
3.2.1. Curvas características carga-capacidad.....	49
3.2.2. Curvas características potencia-capacidad .....	51
3.2.3. Curvas características rendimiento-capacidad .....	54
3.3. Comportamiento del flujo de la pulpa laterítica por tuberías horizontales .....	56
3.4. Resultados de los cálculos del gradiente de presión .....	57
3.4.1. Comportamiento del Reynolds en función del factor de fricción .....	59
3.5. Análisis del sistema de bombeo de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM .....	61
3.6. Valoración económica .....	64
3.7. Conclusiones del capítulo.....	66
<b>CONCLUSIONES GENERALES</b>	
<b>RECOMENDACIONES</b>	
<b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>	
<b>ANEXOS</b>	

## INTRODUCCIÓN

A nivel mundial, el hidrotransporte de mineral laterítico a través de conductos tubulares cerrados mediante la implementación de bombas es muy común como consecuencia de los adelantos tecnológicos en la industria. Para alcanzar un crecimiento notable en el proceso productivo es necesario el perfeccionamiento de los equipos de bombeo, además de un amplio conocimiento del funcionamiento y explotación de estos. A pesar que este proceso posee algunas ventajas con respecto a otros tipos de transporte tiene como defecto, el rápido deterioro de las instalaciones producto a la cavitación y las vibraciones presentes en las bombas, además de un elevado consumo energético (Rodríguez 2013).

En el contexto actual el transporte hidráulico de pulpa desempeña un papel primordial en la industria por su efectividad económica y ecológica con respecto a otros tipos de transporte. En este el consumo energético depende en gran medida de las pérdidas de carga a lo largo de la tubería, las que a su vez están determinadas por el diámetro de la conductora, su estado de explotación, el material de la tubería, el régimen de trabajo de la instalación y las propiedades físico-mecánicas de las suspensiones (Turro 2002; Turro *et al.* 2008; Martínez 2009).

Por otra parte, la selección de cualquier sistema de bombeo debería considerar el análisis reológico del fluido a ser transportado. Numerosos autores han abordado la inexactitud en los métodos de cálculo de los sistemas de trasiego de pulpas al considerar como fluidos newtonianos aquellos materiales que no cumplen con la ley de la viscosidad de Newton (fluidos no newtonianos), por lo cual los resultados que se tienen no pueden generalizarse para todo tipo de suspensiones por la variabilidad de sus respectivos comportamientos reológicos (Laurencio & Delgado 2008; Turro *et al.* 2008; Martínez *et al.* 2014; Martínez & Hernández 2015).

En los casos prácticos de cálculo y selección de los sistemas de transporte para la industria cubana productora de níquel y cobalto de la región oriental de Cuba, la pulpa laterítica (mezcla de agua industrial + mineral laterítico) ha sido considerada generalmente como un fluido newtoniano, lo que incurre perjudicialmente en los

indicadores económicos y en la eficiencia del proceso tecnológico (Rodríguez *et al.* 2016; Delgado 2017; Rodríguez 2017). Estos factores provocan dificultades en la evaluación y el rendimiento en el sistema de trasiego por tuberías de la hidromezcla laterítica, dado a que es un fluido de comportamiento complejo (fluidos no newtonianos), insuficientemente estudiado en la actualidad.

En el Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa (ISMMM), existen áreas e instalaciones destinadas al estudio y comportamiento de los fluidos industriales, en especial de las empresas productoras de níquel + cobalto, 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 con variador de velocidad instalado, tuberías, accesorios e instrumentación y control (por un autómata programable) con el objetivo de evaluar y registrar los parámetros de funcionamiento de estos equipos en el bombeo de diferentes fluidos. Se dispone de un sistema de redes de tuberías en circuito cerrado y semi-aberto por el cual se trasiegan los fluidos en estudio (agua y pulpas principalmente). Esta instalación se ha encontrado en los últimos años sometida a una reparación y modernización de su equipamiento tecnológico, para una mayor eficiencia y grado de confiabilidad de los estudios que se realizan en la misma.

Los sistemas de hidrotransporte de la pulpa laterítica a escala industrial y semi-industrial presentan las **deficiencias** relacionadas a continuación:

- Los sistemas de hidrotransporte consumen gran cantidad de energía, lo que depende en gran parte de las cargas que se pierden a lo largo de toda la red del sistema de tubería.
- La selección incorrecta de los sistemas de bombeo al considerar la pulpa laterítica como un fluido newtoniano es un problema que ocasiona la ineficiencia energética de estos equipos.

- Insuficiente conocimiento de los parámetros de trabajo o de operación del sistema de bombeo instalado en la estación semi-industrial para el transporte de la pulpa laterítica.

A partir de estas deficiencias se define como **situación problemática**:

En la actualidad, la selección de los sistemas de bombeo al considerar la pulpa en cuestión como un fluido newtoniano trae como consecuencia una ineficiencia energética del sistema operacional que afecta el flujo productivo. Para confirmar la selección correcta del equipamiento tecnológico, el análisis reológico debe ser probado científicamente. Si el análisis investigativo muestra que la pulpa es un fluido no newtoniano, la selección de las bombas debe ser revisada por un personal técnico calificado.

Por lo anteriormente expuesto en el presente trabajo se define como **problema a investigar**:

Insuficiente conocimiento de los parámetros de funcionamiento del sistema de bombeo de la instalación semi-industrial para el hidrotransporte de la pulpa laterítica.

Se establece como **objeto de la investigación**:

Selección de bombas centrífugas en el hidrotransporte de pulpa laterítica.

El **campo de acción** de la investigación se enmarca en la obtención de las curvas características de una bomba centrífuga y el comportamiento del gradiente de presión por tuberías horizontales.

Dado el problema a resolver se plantea la siguiente **hipótesis**:

Al realizar los ensayos en la instalación con el empleo de una válvula de estrangulación, en la descarga de la bomba, para varios números de revoluciones del motor, se puede obtener el comportamiento de las curvas características de la bomba como son: carga-capacidad ( $H-Q$ ), potencia-capacidad ( $P-Q$ ), eficiencia-capacidad ( $\eta-Q$ ) para la pulpa laterítica. Por último, a partir de las propiedades que presenta la pulpa laterítica como la granulometría, la densidad, la sedimentación y su reología, además del comportamiento de las velocidades críticas, se podrán determinar los

parámetros de hidrotransporte como son los gradientes de presión requeridos para lograr flujos volumétricos en tuberías horizontales y garantizar una selección adecuada de los sistemas de bombeo al considerar el régimen de flujo analizado.

Se define como **objetivo del trabajo**:

Establecer los parámetros operacionales y de diseño en la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa con el empleo de la pulpa laterítica.

Para cumplir el objetivo central, se desarrollaron los siguientes **objetivos específicos**:

1. Obtener las curvas características de la bomba centrífuga лG perteneciente a la instalación semi-industrial de hidrotransporte.
2. Determinar el gradiente de presión de forma experimental y teórica para el transporte de pulpa laterítica en un tramo recto de tubería horizontal.
3. Determinar el punto de operación de la bomba centrífuga лG para diferentes condiciones de trabajo en función de la característica de la red de tuberías y accesorios.

De acuerdo a los objetivos propuestos, se plantean las siguientes **tareas del trabajo**:

1. Análisis de las limitaciones en las teorías y expresiones empíricas desarrolladas en la literatura actualizada para el cálculo de la caída de presión al ser aplicadas a la pulpa laterítica.
2. Ensayos y monitoreo de las mediciones relacionadas a la obtención de las curvas características de la bomba centrífuga лG, con empleo de pulpa laterítica cruda.
3. Validación de la metodología de cálculo del gradiente de presión en un tramo recto de tubería horizontal, con empleo de pulpa laterítica cruda.
4. Determinación del punto de operación de la bomba para diferentes condiciones de trabajo.

## 1. CAPÍTULO 1. MARCO DE REFERENCIA DE LA INVESTIGACIÓN

### 1.1. Introducción

El transporte hidráulico de sólidos constituye una operación ampliamente difundida en la industria minero metalúrgica cubana, este debe asegurar un aprovechamiento de los recursos naturales y reducir el consumo de energía eléctrica para lograr una mayor eficiencia en el proceso productivo. El análisis minucioso de estudios en este campo, permite mostrar de forma preliminar las disímiles características y diferencias que se manifiestan entre las investigaciones realizadas, las teorías existentes y los variados elementos relacionados con el transporte de pulpa laterítica por sistemas de tuberías. En tal sentido, se declara como **objetivo del capítulo**:

Realizar una revisión bibliográfica mostrando fundamentos teóricos en la aplicación de la reología para la modelación y simulación de los parámetros de hidrotransporte de la pulpa en un tramo de tubería recto horizontal, en los sistemas de bombeo.

En el desarrollo de la investigación se han consultado diferentes trabajos y estudios realizados; la revisión bibliográfica ha estado dirigida en dos líneas fundamentales:

- La información relacionada con el enfoque teórico-metodológico del transporte de fluidos no newtonianos por tuberías.
- Los trabajos sobre el tema de flujo de fluidos no Newtonianos que consiste fundamentalmente en determinar los gradientes de presión y las velocidades críticas de sedimentación en los sistemas de tuberías.

### 1.2. Revisión bibliográfica

El interés por la Hidrodinámica se remonta a las aplicaciones más antiguas de los fluidos en ingeniería. Euler fue el primero en reconocer que las leyes dinámicas para los fluidos sólo se pueden expresar de forma relativamente sencilla si se supone que el fluido es no viscoso (fluido ideal), en donde se desprecian los efectos disipativos internos por transporte de cantidad de movimiento entre partículas. Sin embargo, como esto no es así en el caso de los fluidos reales en movimiento, los resultados con las

ecuaciones de Euler sólo pueden servir de estimación para flujos en los que los efectos de la viscosidad son pequeños (Aguirre *et al.* 2008).

En cuanto al problema del flujo de fluidos densos, parte de la energía mecánica se disipa como consecuencia del rozamiento viscoso, lo que provoca una caída de presión a lo largo de la tubería; las ecuaciones de Navier-Stokes sugieren que la caída de presión es proporcional a la velocidad media (Betancourt 1991). Los experimentos llevados a cabo a mediados del siglo XIX demostraron que esto sólo era cierto para velocidades bajas; para velocidades altas, la caída de presión era más bien proporcional al cuadrado de la velocidad (Granados 2009).

Este problema se resolvió con las investigaciones de Reynolds (1883) acerca de las condiciones en las que la circulación de un fluido en el interior de una tubería experimenta una transición del régimen laminar al régimen turbulento. Para estudiar el cambio de flujo, utilizó tuberías de vidrio de diferentes diámetros conectadas a un tanque de agua grande; en la línea central de las tuberías, inyectó tinta con el fin de visualizar los cambios que experimentaba el movimiento del fluido; obteniéndose como resultado una línea coloreada que era continua para flujos bajos y que vibraba al utilizar altos flujos (Shames 1995; Calderón *et al.* 2017).

Como resultado del experimento anteriormente descrito, Reynolds precisó de forma arbitraria, basado en la información visual, tres clasificaciones de los fluidos: flujo laminar, de transición y turbulento (Méndez & López 1984). La clasificación de los flujos en laminar y turbulento es resultado propiamente de las viscosidades del fluido; no habría distinción entre estos tipos de flujo en ausencia de la misma (Calderón *et al.* 2017).

La viscosidad es una propiedad física característica de todos los fluidos que emerge de las colisiones entre las partículas que se mueven a diferentes velocidades, y emite una resistencia a su movimiento (Hatschek 1928; Massey & Ward 2011). El balance entre las fuerzas viscosas e inerciales en los fluidos newtonianos se caracteriza por el valor del número de Reynolds, aceptándose generalmente 2 100 en presencia de un flujo laminar estable. En el caso de los fluidos independientes del tiempo, el valor del

número de Reynolds crítico depende del tipo y grado del comportamiento no Newtoniano (Chhabra & Richardson 1999, 2008).

El análisis realizado por Viktorovitsj (2015) y Singh *et al.* (2016), basado en el estudio de la deformación y el fluir de la materia, muestra la importancia de la reología en la predicción del gradiente de presión para el flujo de fluidos en tuberías. En este aspecto, Rodríguez (2016; 2017; 2019) presenta resultados de estudios del comportamiento reológico de pulpas lateríticas con 41; 42,5 y 44 % de sólidos en peso a temperatura de 27 °C, donde define la marcada influencia del incremento de la concentración de los sólidos en la hidromezcla laterítica.

Haldenwang *et al.* (2012) al aplicar una correlación basado en las ecuaciones del número de Reynolds propuestas por Metzner & Reed (1955) y Slatter & Lazarus (1993), comprueba que los mismos expresan los valores más bajos de errores en la analogía con los resultados empíricos para todos los regímenes de flujo. El trabajo experimental reveló que las ecuaciones pueden ser utilizadas para predecir la caída de presión para un 20 % de máximo error, a partir del empleo de pulpas con diferentes concentraciones en peso, caracterizándola como plástico Bingham.

En las revisiones bibliográficas realizadas resultaron significativos los estudios precedentes dedicados al hidrotransporte, los que han servido de aporte a la comprensión de los métodos que describen el comportamiento del flujo de fluidos en tuberías. Dentro de estos trabajos se destacan los resultados de Hanks (1963), Govier & Aziz (1972) y Wilson (1996) donde sobre la base de las investigaciones teóricas y experimentales, formularon criterios en dependencia del modelo específico del fluido.

Análogamente, Slatter (1996) establece el régimen de flujo laminar y de transición al proponer un criterio para determinar el número de Reynolds con un fluido del tipo Herschel-Bulkley. Su argumentación se avala en el hecho de que las fuerzas inerciales y viscosas son definidas solamente por la parte del fluido que se encuentra sometida a deformación, y descarta la proporción atribuible a la zona tapón que se encuentra presente en el centro de la tubería. Las condiciones del flujo laminar dejan de existir

para  $R_e = 2\,100$ ; por lo tanto, el cálculo de la velocidad crítica requiere un procedimiento iterativo.

Investigadores como Frigaard *et al.* (1994); Draad *et al.* (1998); Nouar & Frigaard (2001); Peixinho *et al.* (2005) y Rudman & Blackburn (2006), han demostrado que para regímenes de flujo de laminar a transición turbulenta a través de tuberías de diámetros pequeños, no son afectados por el valor del esfuerzo cortante; y manifiesta además, que parámetros como el índice de flujo ( $n$ ) y el esfuerzo cortante en la pared de la tubería ( $\tau_w$ ) son determinantes para delimitar el punto de transición al incrementar el diámetro. Esto se manifiesta con la intervención unida del gradiente de velocidad y el esfuerzo cortante para estabilizar el flujo, que provoca la demora de la transición de las condiciones del flujo laminar.

Rudman & Blackburn (2006) sugiere que a medida que el índice de flujo disminuye, el número de Reynolds aumenta. Sus experimentos indican que esa transición ocurre para un número de Reynolds modificado de 1 300 y 3 000. Los experimentos de Slatter (1997, 1999a, 1999b; 2000) establecen un criterio simple, con el objetivo de demarcar como se evidencia la transición para los fluidos Newtonianos que son conducidos por tuberías al utilizar un  $R_e = 2\,300$ , con la peculiaridad de que las investigaciones se efectúan para diámetros de tuberías pequeños. Estos resultados fueron ratificados considerándose otros tipos de fluidos con características seudoplásticas (Escudier *et al.* 2009).

Un problema a considerar en el diseño de plantas que trasiegan pulpas, radica en el comportamiento de la hidromezcla. Cada vez se presiona a reducir la cantidad de agua y operar a altas concentraciones directamente, lo cual afecta el comportamiento del flujo de fluido. Slatter (2004, 2005, 2006) y Haldenwang *et al.* (2000; 2006) al emplear fluidos con diferentes características reológicas, en especial ajustándose al modelo plástico Bingham, determinan el impacto de esta reología en el régimen de flujo en transición, y demuestran que las partículas sedimentan en régimen laminar.

En las últimas décadas se han realizado varios estudios relacionados con el desarrollo de metodologías en la predicción de las pérdidas de presión por fricción en régimen

de flujo turbulento por tuberías, especialmente con fluidos puramente viscosos que se ajustan a modelos seudoplásticos, plásticos Bingham y Herschel-Bulkley; se encuentran además los trabajos de Govier & Aziz (1972); Cho & Hartnett (1982); Sellin *et al.* (1982a, 1982b); Rudman *et al.* (2001); Rudman & Blackburn (2012) referentes al flujo turbulento de fluidos visco-elásticos.

En los estudios realizados por Govier & Aziz (1972); Heywood & Cheng (1984) se presentan numerosas ecuaciones para predecir el factor de fricción para fluidos no newtonianos independientes del tiempo; la mayoría basadas en consideraciones dimensionales combinadas con las observaciones experimentales. Por otra parte, resultados reportados por Tomita (1959); Wilson & Thomas (1985); Bartosik (2011) muestran la existencia de una preponderancia de correlaciones fundamentada en los fluidos con comportamiento seudoplástico y algunas expresiones disponibles para los fluidos plásticos Bingham.

Se señala como principal limitación de estos trabajos, la escasa información acerca de expresiones que faciliten el cálculo del número de Reynolds en fluidos del tipo Herschel-Bulkley, que delimiten las zonas de transición de los regímenes de flujo laminar, transición y turbulenta.

El comportamiento del flujo es el resultado de interacciones complejas entre la dinámica del fluido, la reología y la ciencia de las partículas, y puede ir de la corriente laminar simple de materiales homogéneos a flujos granulares donde los sólidos se llevan como una cama estacionaria.

Todas estas investigaciones realizan un gran esfuerzo por diseñar sistemas de tuberías y predecir el comportamiento de la suspensión basado en metodologías con las cuáles es difícil de tener éxito, sobre todo si se considera el escalado en estos sistemas. Sin embargo, modelos mecánicos que usan la reología de los fluidos y las propiedades de las partículas para predecir el comportamiento de la suspensión son utilizados con precisión para una variedad de tipos de materiales y regímenes de flujo.

Paterson (2011) efectúa una revisión bibliográfica de los principales sistemas de bombeo de pulpas industriales de la minería, pastas y colas de desechos; con el

objetivo de comprender los problemas esenciales que han surgido y proponer soluciones en la dirección de perfeccionar la tecnología de los sistemas de tuberías y sistemas de bombeo de fluidos de altas densidades y viscosidad.

Los sistemas de tuberías analizados presentaron problemas de sedimentación en las líneas después de algunos días de operación debido a las bajas velocidades de transportación en flujo laminar (Cooke 2002; Houman & Jhonson 2003; Jhonson & Vietti 2003; Cowper *et al.* 2010) al trasegar pulpas.

Estos resultados confirman que el transporte de pulpas y otros fluidos viscosos a largas distancias en régimen laminar y velocidades bajas no es factible (Slatter 2004). Consideran que, a falta de una comprensión definitiva, o un análisis mecánico bien justificado de este fenómeno; el hidrotransporte de lodos, pulpas y otros fluidos no newtonianos a concentraciones altas en flujo laminar constituye un problema industrial urgente. Evidencian un efecto más pronunciado en los fluidos con altas densidades al aumentar la concentración de los sólidos. En particular, los materiales con altos porcentajes de partículas finas, tienden a ser significativamente más viscosos.

Los sistemas descritos operaban en régimen laminar y el bloqueo en la tubería ocurría con la presencia del material con partículas grandes. Confirmándose en investigaciones realizadas por Izquierdo *et al.* (1995a; 1995b), el cual plantea que la sedimentación de la pulpa laterítica en la tubería ocurre principalmente por impurezas o partículas de diámetros mayores al establecido por diseño de la planta.

Entre otros trabajos Aziz & Mohamed (2013) y Turian & Yuan (1971) realizan una investigación experimental con transporte de pulpas de arena y de lodo. La investigación se centró en determinar los parámetros principales de hidrotransporte de estos fluidos, los cuáles se deducen al aplicar métodos de cálculos teóricos y experimentales que incluyen el número de Reynolds, el número de Froude, la concentración de sólidos en la pulpa, la gravedad específica y la relación del radio de la partícula y el diámetro de la tubería.

Los resultados preliminares aplicados a pulpas heterogéneas mostraron que a medida que se incrementa la concentración del fluido aumenta la pendiente hidráulica, y a la

vez decrece la eficiencia en el transporte de los sólidos, así mismo sucedía con la gravedad específica de los sólidos, demostrándose la diferencia de transportar fluidos más pesados con respecto a otros más ligeros. Otro resultado que deja claro el autor es la preferencia por transportar mezclas con partículas finas que aquellas que contienen partículas grandes, desde el punto de vista del gradiente de presión y la eficiencia del transporte.

Estos estudios se encaminan a determinar los factores que afectan el trasporte hidráulico de pulpas por tuberías, pero no se define una metodología específica para establecer la dependencia funcional de los mismos en los sistemas hidráulicos. Por lo general, no se trata experimentalmente como el transporte de la pulpa afecta las características de las bombas.

Martínez (2009) y Laurencio (2007, 2012) mediante la determinación del comportamiento reológico y granulométrico establecen métodos de cálculo para el hidrotransporte de las suspensiones del cieno carbonatado y el crudo mejorado 650. Presentan correlaciones del gradiente de presión en función de la velocidad del fluido experimental y teóricamente obtienen errores en la predicción por debajo del 10 %. El autor considera que los métodos son aplicables a fluidos con comportamiento plástico Bingham y seudoplásticos respectivamente, no ajustándose a la pulpa laterítica la cual presenta un comportamiento Herschel-Bulkley.

A partir de estudios experimentales y mediante procedimientos estadísticos y estimadores, Hernández (2016) modela el comportamiento de la viscosidad aparente, esfuerzo cortante inicial, índice de consistencia e índice de flujo, en función de la temperatura, contenido de sólidos y composición química de la pulpa laterítica. Se observa que los modelos matemáticos propuestos, integrados a un algoritmo de optimización combinatoria, permiten configurar la operación del sistema de bombeo de pulpa cruda con criterios de eficiencia energética; de manera semejante, se presenta un algoritmo de optimización de búsqueda total discreta que permite establecer en el sistema de bombeo de pulpa precalentada, el valor de la presión de descarga de la bomba volumétrica que garantiza, eficientemente, el caudal y presión demandados en el proceso tecnológico.

Rodríguez (2017) realiza un estudio en la instalación de hidrotransporte de la planta de Espesadores de Pulpa de la fábrica “Comandante Pedro Sotto Alba”, al analizar las propiedades físico-mecánicas y reológicas de la pulpa laterítica con el objetivo de determinar la caída de presión durante el hidrotransporte en régimen laminar en un tramo recto de tubería, propone modelos de gradientes de presión con errores en las predicciones menores en todos los casos del 10 %. El autor utiliza en su investigación diámetros de tuberías relativamente grande (16 pulgadas) y encontrándose la hidromezcla en régimen laminar.

Entre otros trabajos, Rosa (2018) efectúa un análisis a escala semi-industrial en la instalación de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. A partir de estudios experimentales y mediante procedimientos estadísticos se modela el comportamiento de carga, potencia y rendimiento de la bomba al trasegar hidromezcla laterítica. Con la aplicación del procedimiento propuesto en el sistema de bombeo de pulpa cruda garantiza un caudal de 1 600 m<sup>3</sup>/h a la concentración de sólidos demandados en el proceso tecnológico, incrementándose la eficiencia energética del sistema de forma general en 5 %. Se concluye que la utilización de un modelo matemático del coeficiente de corrección que relaciona los parámetros reológicos de la pulpa laterítica y los energéticos del sistema de bombeo, garantizan un proceso de lixiviación ácida, energéticamente eficiente.

En las referencias bibliográficas examinadas se aprecia la tendencia de analizar la fenomenología de los fluidos no newtonianos, las cuales presentan la limitante de no describir en su totalidad el fenómeno de transporte de fluidos Herschel-Bulkley en función de su heterogeneidad y las irregularidades del flujo en régimen originado, condición en la cual existe la posibilidad de la ocurrencia de la sedimentación en las líneas ya sea en régimen laminar o la posibilidad de la no sedimentación en el régimen de transición de laminar a turbulento.

Teniendo en cuenta la bibliografía consultada se plantea la necesidad de dedicar este trabajo investigativo a la determinación en correspondencia con las propiedades de la hidromezcla laterítica, los parámetros de hidrotransporte (gradiente de presión

requeridos para lograr flujos volumétricos) a escala semi-industrial de la pulpa laterítica para otras condiciones no analizadas en las investigaciones anteriores.

### 1.3. Reología de las pulpas

La reología es una disciplina científica que estudia los principios físicos que regulan el movimiento de los fluidos y su deformación (Garcell *et al.* 2011; López 2014; Rodríguez 2017; Antuna 2018; Arias *et al.* 2018; Romero 2018). Estos principios están ligados al comportamiento que tienen los fluidos en movimiento, con respecto al gradiente de velocidad, al esfuerzo de corte aplicado y a la viscosidad. Si se considera un fluido contenido entre dos láminas planas y paralelas, separadas entre sí por una distancia muy pequeña tal como se muestra en la figura 1.1; la fuerza de cizallamiento aplicada generará una deformación, mientras que el flujo de cantidad de movimiento se transmitirá capa por capa en estado estacionario y será dependiente del gradiente de velocidad.

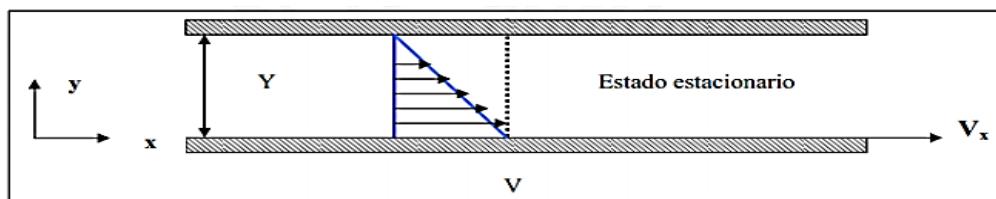


Figura 1.1. Perfil de velocidad de un fluido entre dos láminas planas paralelas (Fernández 2002; López 2014; Rodríguez 2017).

Así, la viscosidad será determinada por la dependencia existente entre el esfuerzo de corte y el gradiente de velocidad (Barnes 2000). Esta dependencia genera una clasificación entre pulpas que obedecen la ley de viscosidad de Newton y las que no la obedecen.

#### 1.3.1. Pulpas Newtonianas

Las pulpas newtonianas cumplen con el modelo de viscosidad enunciado por Newton (ecuación 1.1), son fluidos que carecen de propiedades elásticas, incompresibles, isotrópicos y tienen origen en la existencia de un gradiente de velocidad que se incrementa linealmente mientras mayor sea el esfuerzo cortante aplicado. En estos fluidos el coeficiente de proporcionalidad es una propiedad que se denomina

coeficiente de viscosidad dinámica, que es constante respecto al esfuerzo de corte aplicado y su alteración solo depende de la presión y temperatura del fluido (Chhabra & Richardson 2008; Carrillo 2011; López 2014; Antuna 2018).

$$\tau = \mu \cdot \gamma \quad . . . . . \quad (1.1)$$

Donde  $\tau$  es el esfuerzo cortante, el cual es proporcional al cambio de la deformación con el tiempo conocido también como velocidad de deformación ( $\gamma$ ), y  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido (Garcell *et al.* 2011).

### 1.3.2. Pulpas no Newtonianas

En este caso, las pulpas no obedecen la ley de viscosidad de Newton, es decir, la viscosidad no permanece constante y el esfuerzo de corte aplicado no es lineal con el gradiente de velocidad, pero se mantiene la dependencia (Bird *et al.* 2001; Carrillo 2011; López 2014; Antuna 2018). La variación del comportamiento de estas propiedades dependerá de la naturaleza del fluido, las cuales se encuentran categorizadas en la figura 1.2.

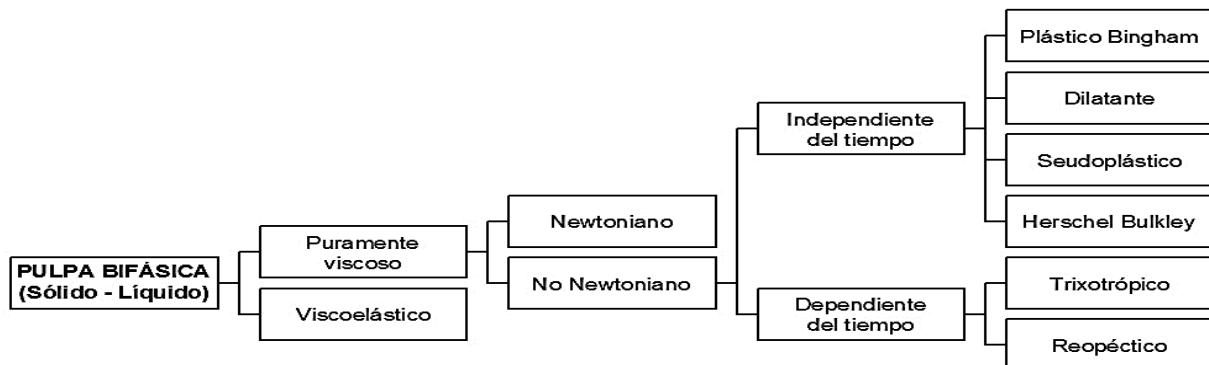


Figura 1.2. Clasificación de las pulpas (Abulnaga 2002; López 2014).

### 1.4. Flujo de dos fases líquido-sólidos

El transporte de partículas sólidas en un medio líquido es ampliamente usado en muchas industrias como la minería, farmacéutica, de alimentos, la petrolera e industrias químicas.

En la industria, las velocidades altas son normalmente asociadas al transportar flujos multifásicos, en el caso del transporte de la pulpa no hay ninguna diferencia, pues a

bajas velocidades llevaría a las partículas sólidas a salir de la suspensión y a su vez puedan llegar a obstaculizar las tuberías, con una variación de las condiciones de flujo, disminuyen los índices de producción y afectan los requisitos de consumo de energía en el transporte de la hidromezcla. Esto puede atribuirse a los diferentes regímenes de flujo que pueden ocurrir para ocasionar el fluir de la pulpa, demandándose una velocidad lo suficientemente superior a la velocidad crítica de deposición y la velocidad de transición viscosa, diferenciándose de un flujo homogéneo, en una sola fase e independiente de la velocidad de flujo experimentada.

Sin embargo, debe notarse que una elevada velocidad puede causar el choque de las partículas contra la pared de la tubería, ocasionándose la abrasión y así conducir a la corrosión bajo condiciones específicas (Brown & Heywood 1991; Abulnaga 2002; Hu 2006).

#### 1.4.1. Regímenes de flujo en la pulpa

En la circulación de fluidos incompresibles existe un rozamiento interior que origina tensiones tangenciales entre las capas del fluido. Bajo esta consideración, los fluidos pueden circular en régimen laminar, turbulento o transitorio, en dependencia del valor del número de Reynolds; que es una medida de la razón entre las fuerzas de inercia y las viscosas en cada punto de un fluido en movimiento, y se define mediante la siguiente ecuación 1.2 (Cárcamo 2005; Gallegos 2011; López 2014; Villarroel 2015; López 2017; Olán 2018):

$$Re = \frac{\rho \cdot \langle v \rangle \cdot D}{\mu} \quad . . . . . \quad (1.2)$$

Donde  $\rho$  es la densidad del fluido ( $\text{kg/m}^3$ ),  $\langle v \rangle$  la velocidad promedio ( $\text{m/s}$ ),  $\mu$  es la viscosidad dinámica del fluido ( $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ) y  $D$  el diámetro interior de la tubería ( $\text{m}$ ).

#### Régimen laminar

Se entiende por régimen laminar, al desplazamiento de un fluido en forma de lámina, donde todas las micro partículas siguen un solo sentido de dirección paralela. Este régimen es típico a bajas velocidades o viscosidades altas. El perfil de velocidades

para este régimen es bastante pronunciado como se observa en la figura 1.3a, donde la velocidad de las capas adheridas a las paredes será nula, mientras que en el centro la velocidad es mucho mayor, lo que propicia la formación de un perfil tipo paraboloide (Garcell *et al.* 2011; López 2014; Villarroel 2015; Albán 2016).

### Régimen turbulento

El régimen turbulento es mucho más común que el anterior en sistemas hidráulicos, se caracteriza por la forma caótica en que se da el movimiento de un fluido; en el cual, las partículas se mueven desordenadamente y las trayectorias de las mismas se encuentran en la formación de pequeños remolinos periódicos. Se caracteriza por su baja difusión de momento, alta convección y cambios espacio-temporales rápidos de presión y velocidad. De esta manera, las capas se entrecruzan sin conservar su individualidad, entonces si se mide la velocidad instantánea en varios puntos de una sección, se observa la variación tanto en magnitud como en dirección sin ninguna regularidad, como se muestra en la figura 1.3b, lo mismo sucederá con la presión (Garcell *et al.* 2011; López 2014; García 2015; Villarroel 2015; Albán 2016).

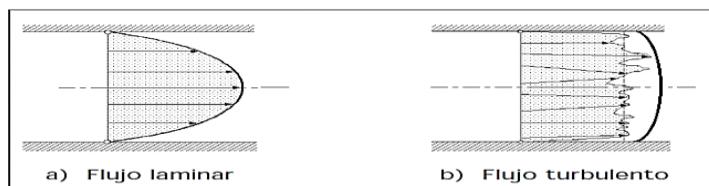


Figura 1.3. Regímenes de flujo (Fernández 2002; López 2014).

Tanto para el caso de flujo laminar o turbulento se definen valores medios de velocidad y presión que generan un régimen ficticio conocido como movimiento o régimen medio como se muestra en la figura 1.4. Este modelo no es aplicable a zonas próximas a las paredes, donde prevalece la teoría de la capa límite (López 2014).

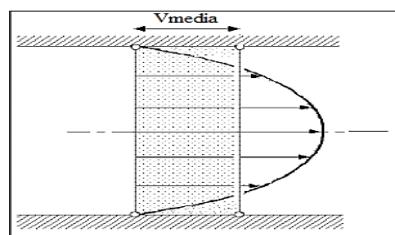


Figura 1.4. Régimen medio de flujo (Fernández 2002; López 2014).

## Régimen de transición

Para estudios técnicos, el régimen de flujo en tuberías se considera como laminar si el número de Reynolds es menor que 2 100 y turbulento si es superior a 4 000. Entre estos dos valores está la zona denominada “crítica” donde el régimen de flujo es impredecible, y puede ser laminar, turbulento o de transición, en dependencia de muchas condiciones con posibilidad de variación. La experimentación cuidadosa ha determinado que la zona laminar puede acabar en números de Reynolds tan bajos como 1 200 o extenderse hasta los 40 000 (Reza 2000); pero estas condiciones no se presentan en la práctica.

### 1.4.2. Tipos de flujo de pulpas

El flujo de pulpas por tuberías es complejo, este es afectado por muchas variables, en particular las propiedades de las partículas sólidas en relación con el líquido. Debido a esta complejidad y las incertidumbres asociadas con las teorías y los modelos de flujo de la pulpa, se han dirigido significativas investigaciones para diversas concentraciones de las partículas, orientación de la tubería, y condiciones operacionales, las cuáles han producido varios tipos de flujo ya identificados (Abulnaga 2002; Hu 2006).

Inicialmente, una clasificación se desarrolló por Durand & Condolios (1952) y posteriormente fue refinado por otros investigadores en el transcurso de los años. Si las partículas mayores que 50 µm están presentes en el movimiento del fluido a bajas concentraciones, el flujo puede ser clasificado como heterogéneo. Si el diámetro medio de las partículas es menor que 50 µm el flujo exhibirá propiedades homogéneas. Sin embargo, otras investigaciones han notado que las pulpas de diferentes concentraciones y composiciones exhiben disímiles propiedades de flujo y así mismo distintos modelos de flujo (Abulnaga 2002). No obstante, se acepta ampliamente que el flujo de pulpas puede ser clasificado en cuatro modelos de flujo principales, como se muestra en la figura 1.5 (Newitt *et al.* 1955; Doron & Barnea 1996; Bartosik 2010; Aziz & Mohamed 2013).

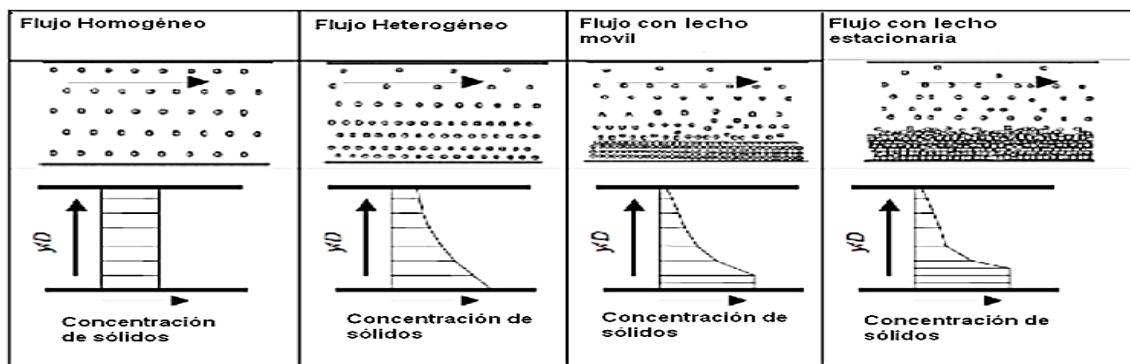


Figura 1.5. Clasificación de los regímenes de flujo para pulpas en tuberías horizontales (Hu 2006).

**Flujo Homogéneo:** Como se muestra en la figura anterior, los sólidos son uniformemente distribuidos en el medio líquido a través de la sección horizontal de la tubería. La mayoría de los flujos de pulpas son considerados homogéneos si los mismos poseen partículas de diámetros menores de 40  $\mu\text{m}$ , sin embargo, este también depende de las densidades de los sólidos y el líquido. También, para que el flujo homogéneo persista, la velocidad media de flujo debe ser lo suficientemente alta para mantener las finas partículas sólidas de bajas densidades en la suspensión uniforme, incluso a las concentraciones altas de las partículas de hasta 60 % de sólidos en peso.

Para una concentración de las partículas sólidas por encima de un 40 % de sólidos en peso, la mezcla empieza a ser más viscosa y desarrolla propiedades no newtonianas, pero todavía puede ser considerada y descrita por un modelo de una sola fase. Típicas pulpas que exhiben flujo homogéneo son las pulpas de lodos y arcillas (Abulnaga 2002; Hu 2006).

**Flujo Heterogéneo:** A medida que el flujo decrece, o si hay una disminución en la velocidad de la pulpa, las partículas sólidas más grandes y densas se separan del líquido y forman un gradiente de concentración en el plano vertical, es decir la no uniformidad de sólidos en el plano horizontal (Lahiri & Ghanta 2010).

Al existir una distribución de la concentración en la sección transversal de la tubería y considerar el flujo como heterogéneo, no quiere decir que las partículas sólidas son depositadas en el fondo de la tubería, manteniéndose la mayoría de las partículas todavía en suspensión. A medida que la concentración de los sólidos aumente, se espera que el gradiente de concentración de sólidos persista con las partículas más

densas en la parte inferior de la tubería. Sin embargo, debe notarse que el flujo heterogéneo tiene típicamente las concentraciones de sólidos bajas, pero pueden alcanzar valores altos como 35 % de sólidos en peso (Abulnaga 2002).

**Flujo con lecho o cama móvil:** Como la velocidad en régimen de flujo heterogéneo se reduce por debajo de la velocidad mínima de deposición, las partículas más grandes y densas se depositan en el fondo de la tubería. Un gradiente de concentración todavía existe, donde las partículas menos densas (más finas) están en suspensión en el medio dispersante (homogéneo) y como hay un gradiente de concentración desarrollado por las partículas más densas, entonces este se incrementa acercándose al fondo de la tubería (flujo heterogéneo). Por debajo de la velocidad mínima de deposición, las partículas sólidas salen de la suspensión y se depositan en la tubería en forma de una cama. Sin embargo, el esfuerzo cortante ejercido por el fluido todavía es capaz de transportar esta cama de material con el uso del término de flujo con lecho o cama móvil. Este flujo de cama móvil se utiliza mucho en los sistemas de tuberías (Hu 2006; Peker 2007).

**Flujo con lecho o cama estacionaria:** Para un régimen de flujo que disminuye muy por debajo de la velocidad crítica, las partículas sólidas más densas empiezan a permanecer estacionarias y al mismo tiempo la altura de la cama aumenta con el movimiento debido a que las partículas presentan una menor velocidad de sedimentación por encima de la cama estacionaria a la parte superior de la tubería. El movimiento de las partículas en la parte superior de la tubería es tal que las partículas sólidas se mueven sobre otras (flujo por salto), y provoca que el fluido trate de mover los sólidos, originándose una suspensión asimétrica.

El flujo con cama estacionaria puede llegar a conducir el bloqueo en la tubería, pues las fuerzas que se resisten al movimiento son mayores que las que causan que las partículas se muevan, es decir, la presión requerida para continuar el movimiento del fluido empieza a aumentar (Hu 2006; Peker 2007; Lahiri & Ghanta 2010).

Es importante para los operadores identificar los tipos de flujo de pulpas que se presentan en las tuberías, más aún al considerar que estos pueden afectar la caída de

presión y otras características de flujo, sin dejar de mencionar la influencia de estos flujos en la corrosión de la tubería.

#### 1.4.3. Velocidad de transición y velocidad crítica

Los diferentes tipos o regímenes de flujo afectan la velocidad media del fluido, lo que a su vez afecta la caída de presión. Las velocidades de transición son las velocidades que definen un cambio de un flujo a otro. Los tipos de flujos de pulpas descritos anteriormente pueden ser representados en un gráfico de gradiente de presión en función de la velocidad media de la mezcla como se muestra en la figura 1.6.

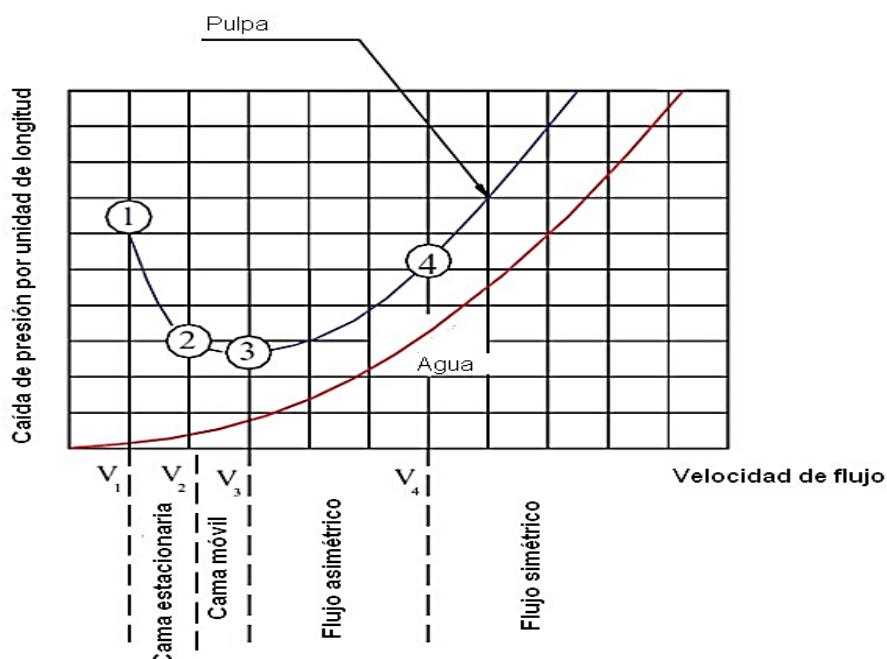


Figura 1.6. Gráfico de gradiente de presión en función de la velocidad de la mezcla (Abulnaga 2002).

Las velocidades de transición son definidas según (Abulnaga 2002; Hu 2006) como:

- v<sub>1</sub>- Esta es la velocidad a la cual prevalece el flujo estacionario, situándose las partículas en la parte más baja de la tubería.
- v<sub>2</sub>- Es la velocidad donde la mezcla fluye como una pulpa asimétrica con partículas grandes y densas que forman una cama móvil.
- v<sub>3</sub>- Es la región de velocidad donde las partículas se mueven como una suspensión asimétrica y también está definida justamente en el momento que los sólidos comienzan a sedimentarse y formar una cama móvil.

$v_4$ - Es la velocidad donde los sólidos se mueven como una suspensión simétrica. Esto también puede definirse como la región donde el flujo homogéneo prevalece.

La velocidad crítica,  $v_D$ , es definida como la “velocidad media de flujo requerida para prevenir acumulación de una capa de partículas estacionarias o corredizas en el fondo de una tubería horizontal recta” (Hu 2006). Esta definición también puede extenderse a la velocidad de transición entre el flujo estacionario y el flujo con cama móvil conocida como la velocidad crítica de deposición  $v_D$  o  $v_3$  como se muestra en la figura 1.6.

Numerosos experimentos se han dirigido en el orden de determinar y predecir la velocidad crítica, y los resultados basados en correlaciones empíricas son los más utilizados. Sin embargo, fueron usados muchos enfoques por los diferentes investigadores, trayendo discrepancia entre estas correlaciones. No obstante, la velocidad crítica es un importante parámetro, esta representa la mínima velocidad de flujo que puede ser transportada la pulpa en tuberías sin causar la obstrucción en las mismas. La velocidad crítica también corresponde a la caída de presión más baja, como se muestra en la figura 1.6 (Abulnaga 2002; Hu 2006; Wilson *et al.* 2006).

#### 1.4.4. Velocidad de sedimentación ( $v_s$ )

Un concepto básico complementario, del cual depende directamente la velocidad crítica de deposición es la velocidad terminal o de sedimentación. Para una partícula, inmersa en un fluido estático, que cae bajo la sola influencia de la gravedad, se acelera hasta que su peso quede balanceado por la fuerza de empuje y de arrastre viscoso que actúan hacia arriba. La velocidad que adquiere la partícula a partir de ese momento se denomina velocidad terminal, de caída o de sedimentación y se puede considerar como la mínima necesaria para que una partícula se mantenga en suspensión (López 2014; Rodríguez 2017).

#### 1.4.5. Velocidad crítica de transición viscosa ( $v_c$ ) para pulpas homogéneas

La velocidad crítica de transición viscosa para fluidos homogéneos, se utiliza al considerar la viscosidad como un parámetro importante a tener en cuenta. Esta velocidad define el límite para determinar si un flujo se encuentra en régimen laminar o turbulento. De esta manera si la velocidad supera con un factor de seguridad

determinado la velocidad crítica de transición entre laminar y turbulento, se logra asegurar que una pulpa fluya en régimen turbulento, en el cuál se garantiza la no sedimentación de los sólidos (López 2014).

En la figura 1.7 se muestra la relación entre el gradiente de presión y la velocidad media de la pulpa para fluidos homogéneos, donde se enmarca el punto de transición viscosa. Los diseñadores y operadores de los sistemas hidráulicos intentan mantener un flujo ligeramente superior sobre el punto de transición laminar-turbulento. Esto obviamente es una estrategia algo arriesgada ya que es difícil establecer el punto crítico de transición y trae como consecuencia un alto riesgo de bloqueo en la tubería (Mitchell *et al.* 2007).

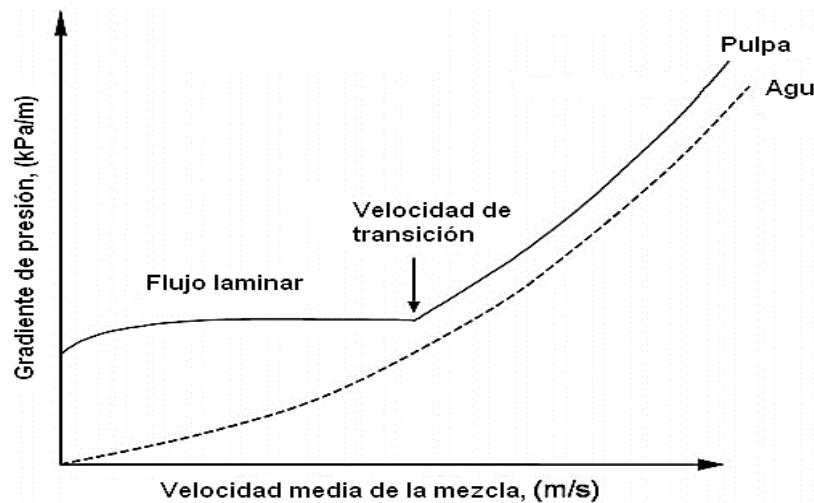


Figura 1.7. Velocidad crítica de transición viscosa (Mitchell *et al.* 2007).

### 1.5. Caída de presión

La caída de presión es uno de los parámetros más importantes a considerar por los operadores, esta aporta información necesaria acerca de las condiciones de flujo en la tubería, sobre el perfil de concentración de sólidos, la velocidad de la suspensión, si la tubería está por bloquearse o no (debido al aumento del lecho); además, puede también proporcionar información relacionada sobre la selección de la bomba más conveniente, diseñar bombas que puedan superar las pérdidas por fricción anticipadamente y determinar la potencia consumida (Hu 2006; Wilson *et al.* 2006; Peker 2007).

Debido a la complejidad del flujo de fluidos de dos fases sólidos-líquido, varios investigadores han propuesto una amplia gama de ecuaciones empíricas encaminadas a determinar la caída de presión bajo diferentes condiciones operacionales. Wilson *et al.* (2006) incluye algunos factores que afectan la pérdida de presión en una tubería horizontal, pero no se limitan para los diferentes tipos de regímenes presentes en la sección transversal de la tubería, el efecto de la gravedad actúa perpendicularmente en las partículas en tuberías horizontales, la concentración de las partículas, el diámetro de la partícula y la velocidad de la partícula.

La caída de presión es principalmente debida a las interacciones de las partículas sólidas con la pared de la tubería, la colisión entre partícula-partícula y la fricción del fluido que actúa en la pared de la tubería (esfuerzo cortante en la pared de la tubería), es decir la caída de presión producto a la fuerza de fricción es debido a la estructura del flujo (Peker 2007).

Con el flujo de pulpas en tuberías, un gradiente hidráulico de fricción ( $i_m$ ) es observado a lo largo de la tubería si existen pérdidas por fricción. El gradiente de fricción hidráulico o gradiente de presión representa la caída de presión por unidad de longitud de tubería debido a la fricción. Adicionalmente, el gradiente de fricción hidráulico para la pulpa ( $i_m$ ) es más grande que el gradiente de fricción hidráulico para el fluido dispersante, a lo que se refiere al volumen equivalente de agua ( $i_l$ ) (Hu 2006; Wilson *et al.* 2006; Peker 2007).

### **1.6. Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema**

Todos los procesos industriales que sostienen nuestra civilización incluyen la transferencia de líquidos desde un nivel de presión o energía estática a otro y, como resultado de ello, las bombas se han convertido en una parte esencial de los mismos (Carnicer & Mainar 2004). A su vez, el crecimiento y perfeccionamiento de los procesos están ligados con las mejoras en el equipo de bombeo y con un aventajado 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 *et al.* 2001).

La bomba centrífuga o bomba rotodinámica son máquinas rotatorias que transforman la energía mecánica de un impulsor en energía cinética o de presión de un fluido incompresible. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta el centro del rolete, que es accionado por un motor, este experimenta un cambio de dirección más o menos brusco, pasa a radial, adquiere una aceleración y absorbe un trabajo (Braulio 2016).

En estos equipos 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, y la cantidad de energía que se aplica por libra de líquido es independiente de la densidad del fluido. 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 fluido, es la misma para cualquier líquido sin que importe su densidad.

### **1.7. Descripción de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM**

La instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM está prevista para la investigación y la docencia en el campo de la Mecánica de los Fluidos, con el objetivo de profundizar en el estudio del comportamiento de los fluidos industriales. Este sistema está dotado de equipos, dispositivos eléctricos y accesorios mecánicos, que permiten realizar corridas de agua y pulpa para llevar a cabo investigaciones científicas, posibilita la ejecución de mediciones de diferentes variables como: presión, temperatura, densidad, nivel y flujo; registra sus valores para un mejor análisis del proceso; según se muestra en la figura 1 del anexo 1 se presenta un esquema de la instalación.

La misma cuenta con:

- Un tanque con un volumen de 5,187 m<sup>3</sup> en el que se deposita el material a transportar.
- Un agitador para homogenizar la mezcla.

- Una moto bomba centrífuga  $\pi G$  126/25 que es la encargada de bombear el fluido de forma continua.
- Un motor reductor que es el que mueve el agitador.

La instalación semi-industrial está compuesta por una tubería DN 100, con extensión de tubería recta de 75 m; nueve codos de 90 grados DN 100; dos codos DN 150 de 90 grados; nueve válvulas de compuerta DN 100 emplantillada clase 150 lb, donde la mayoría de ellas son de vástago elevable con rosca externa y solo una en la descarga al tanque que tiene el vástago no elevable con rosca interna, y tres válvulas de la misma clase y denominación DN 150 en la tubería trasera y en la salida del tanque; cuatro válvulas de globo DN 60 de la misma clase y una válvula de bola DN 32; además se cuenta con una válvula de venteo; un reducido; cuatro ensanchamientos; diez acoplamientos de platillos; dos Y y siete T.

El sistema de instrumentación y control consta de ocho puntos de toma de presión; un flujómetro magnético para conocer la cantidad de material que circula por la tubería; seis puntos para medir la temperatura a partir de termo-resistencias PT-100; tres tramos de tubería para determinar las pérdidas hidráulicas, los cuales poseen un diámetro de 75 mm, 100 mm y 150 mm; un medidor de nivel por radar, para mantener una determinada cantidad de material dentro del tanque, mientras se realiza la corrida; además un densímetro, para medir la densidad con diferentes porcentajes de sólidos.

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 controlador lógico programable (PLC), el cual registra la información de los valores de presión medido en cada punto. Las mediciones realizadas llegan a un autómata programable Simatic S7 300 que se muestra en la figura 1 del anexo 2, el cual se encarga de procesar los datos y enviarlo por una red de comunicación Ethernet a una PC, donde se visualizan y registran por medio de un Software de Scada Citect. La limpieza se logra con el trabajo de la instalación en circuito abierto (succión, impulsión y drenaje) mediante la válvula de drenaje.

### **1.7.1. Características del equipamiento de la instalación según la condición de diseño**

Los datos técnicos del accionamiento fueron referenciados por Carcassés (2018) y se muestran a continuación:

Características técnicas del grupo Motor-Bomba nG de arena:

Caudal: 160 m<sup>3</sup>/h

Altura: 40 m

Altura neta de succión positiva requerida (NPSH)<sub>r</sub> = 5 m

Eficiencia: 56 %

Velocidad de rotación: 1 740 r/min

Zona de utilización de la bomba: 80-175 m<sup>3</sup>/h del caudal

Densidad de la pasta admisible (en servicio nominal): 1,7 kg/dm<sup>3</sup>

Transmisión:

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

Dimensiones principales y peso:

Impulsor: Diámetro exterior 354 mm

Ancho del alabe del impulsor en aspiración: 35 mm

Diámetro de la tubuladura:

Aspiración: 260 mm

Entrada: 235 mm

De presión: 245 mm

Dimensiones exteriores del grupo eléctrico:

Longitud: 2 010 mm

Ancho: 768 mm

Alto: 890 mm

Peso del grupo eléctrico de la bomba 1 050 kg

### 1.7.2. Conjunto Bomba-Motor y condiciones actuales

Se le realizó a la bomba la prueba de resistencia y hermeticidad bajo presión de prueba de 60 MPa, y el rodaje de la misma se comprobó durante el funcionamiento con agua en el régimen normal durante 60 min, los resultados de las pruebas se muestran en la tabla 1.1, para un número de revoluciones del motor de 1 740 r/min.

Tabla 1.1. Control de caudal-volumen y carga.

Caudal-volumen (m <sup>3</sup> /h)	80	160	180
Carga (m)	49,6	42	40,4

Las bombas centrífugas de arena лG están destinadas a bombear hidromezclas (agua con arena, grava, productos de flotación de mena) de pH de 6 a 8, con la temperatura no más que 60 °C. Según catálogo facilitado por el fabricante. "Grupo Eléctrico de Bomba лG". Certificado лG 160/40-cn-T2. Catálogo: Las bombas de arena лG" Descripción técnica e instrucciones para explotación. En el anexo 3 se da una descripción de la instrumentación existente en la instalación experimental.

## 1.8. Conclusiones del capítulo

- Se hace referencia en general, a la teoría y la experimentación existente sobre el transporte de fluidos no Newtonianos, en particular pulpas con características homogéneas y heterogéneas.
- Se realiza una revisión bibliográfica referente al gradiente de presión en tuberías horizontales especialmente para pulpas industriales y las velocidades críticas de deposición y transición viscosa.
- Es insuficiente la información acerca del flujo de la pulpa laterítica en lo que respecta fundamentalmente a su comportamiento a través de sistemas de tuberías, de ahí la necesidad del estudio teórico y experimental a escala semi-industrial.

## CAPÍTULO 2. MATERIALES Y MÉTODOS

### 2.1. Introducción

Los conocimientos acerca del comportamiento y propiedades del flujo de la pulpa laterítica permite seleccionar métodos más apropiados y económicos relacionados con el hidrotransporte de dicho fluido, además de la correcta elección de los modelos matemáticos más adecuados en la evaluación técnica de esta permitirá determinar sucesivamente los parámetros de trabajo de la instalación de bombeo.

En tal sentido el **objetivo** del capítulo es: establecer la investigación teórica y experimental en función del modelo de flujo asociado a la clasificación reológico del fluido estudiado, que describa el comportamiento según las propiedades de hidrotransporte de la pulpa laterítica por tuberías a escala semi-industrial.

### 2.2. Material a transportar

En la instalación semi-industrial se pretende determinar de forma experimental el comportamiento de los parámetros de trabajo de la bomba y el sistema de tuberías al transportar pulpa laterítica con un 41,93 % de sólidos en peso a la temperatura ambiente de 27 °C, por lo que es necesario conocer las propiedades de este material a partir del análisis de su densidad y reología principalmente.

#### 2.2.1. Análisis reológico de la pulpa laterítica

En la tabla A1 del anexo 4 se relacionan los valores del esfuerzo cortante y el gradiente de velocidad reportados por Rosa (2018), obtenidos de las pruebas realizadas a la pulpa laterítica para un 41,93 % de sólidos en peso, con una densidad de 1 426 kg/m<sup>3</sup> a la temperatura ambiente de 27 °C.

La curva de flujo de la hidromezcla laterítica ilustrada en la figura 1 anexo 4 se obtuvo mediante el ajuste realizado en la aplicación auxiliar de la tesis doctoral de Hernández (2016). Al considerar que el coeficiente de determinación para el ajuste de la curva adquiere un valor próximo a la unidad ( $R^2 = 0,995$ ), se estableció que los resultados experimentales responden al modelo reológico de Herschel-Bulkley, comportamiento similar al reportado en la literatura (Avramidis & Turian 1991; Garcell

1991; Cerpa *et al.* 1996; Pérez 2004; Pérez *et al.* 2008; Pérez 2010; Hernández *et al.* 2017; Rodríguez 2017), las cuales evidencian estos resultados para concentraciones entre un 25 y un 47 % de sólidos a temperatura ambiente. En la tabla A2 del anexo 4 se resumen los parámetros reológicos y el modelo resultante del análisis experimental.

### 2.2.2. Determinación de la velocidad de sedimentación

En la tabla A1 del anexo 5 se muestra la máxima velocidad de sedimentación en función de la concentración de la suspensión y del porcentaje de sólidos en peso, obtenidas en la experimentación, según Rodríguez (2017).

### 2.3. Deducción analítica de las curvas características de la bomba centrífuga лG

El comportamiento hidráulico de una bomba viene especificado en sus curvas características, que representan las interrelaciones de capacidad, carga, fuerza y eficiencia. Estas curvas constituyen el comportamiento de la máquina bajo diferentes condiciones de trabajo, las cuales son definidas por la altura total del sistema contra la cual opera, es decir, por el punto de intersección de las curvas de la bomba y del sistema.

Para la obtención de las curvas características de la bomba centrífuga лG se instalaron manómetros en la entrada y la salida de la misma, y con ayuda de un variador de velocidad y un flujómetro se controló el caudal de la bomba para varios números de revoluciones (800 r/min, 1 000 r/min, 1 400 r/min) figura 1 anexo 1.

Se considera  $P_s$  la presión en la brida de aspiración de la bomba y  $P_d$  la presión en la brida de impulsión. Primeramente se arranca la bomba con la válvula de descarga totalmente cerrada, es decir  $Q = 0$ , obteniéndose la presión entregada por la misma, que será la presión de descarga ( $P_d$ ) menos la presión de aspiración ( $P_s$ ). Con esta presión diferencial y el peso específico del líquido bombeado, se obtiene la altura manométrica entregada por la bomba en metros de columna líquida a través de la fórmula 2.1 (Ltd 2001):

$$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma} \quad . . . . . \quad (2.1)$$

Donde  $\gamma$  es el peso específico del fluido ( $N/m^3$ ),  $P_d$  la presión de descarga (Pa),  $P_s$  es la presión en la brida de impulsión (Pa).

Esta altura, conocida normalmente como altura “shut-off”, es la altura desarrollada por la bomba con caudal nulo  $Q_0$ , la que se denomina  $H_0$ . Seguidamente se abre parcialmente la válvula reguladora de caudal y se obtiene un nuevo valor en el transmisor de caudal  $Q_1$ , igualmente las nuevas presiones a la entrada y salida de la bomba. Después se puede calcular el nuevo valor para la altura desarrollada por la bomba que se denomina  $H_1$ . Se abre un poco más la válvula, obteniéndose un nuevo caudal  $Q_2$  y una altura  $H_2$  de la misma forma anteriormente descrita.

Si se realiza el proceso varias veces, se obtiene una serie de puntos que permitirán graficar la primera curva característica de la bomba. Con todos estos puntos se traza una curva Q-H característica de la bomba ensayada, para una velocidad de giro constante y diámetro de impulsor determinado. Esta curva (figura 2.1) facilita determinar la altura manométrica total ( $H$ ), suministrada por la misma, al bombear un caudal ( $Q$ ) determinado.

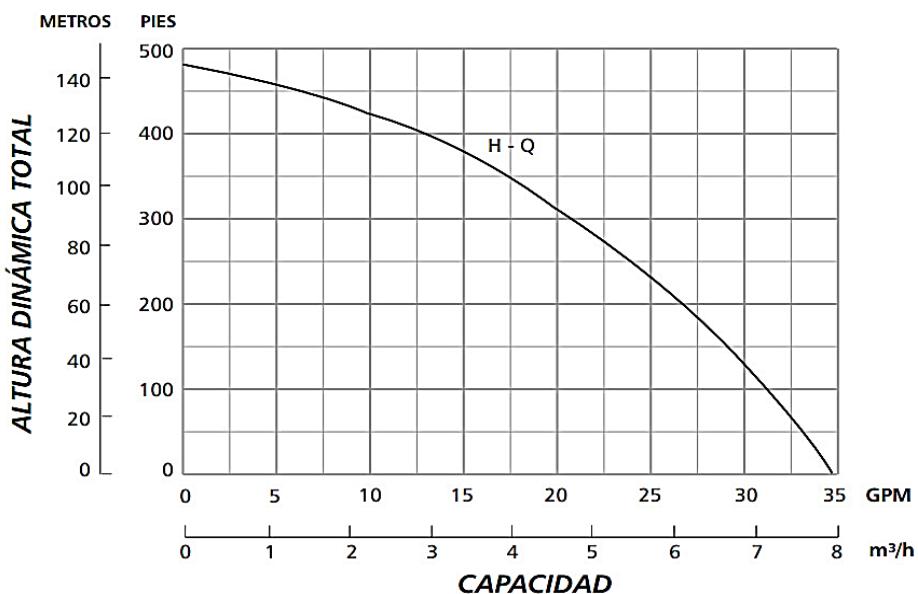


Figura 2.1. Curva Q-H de una bomba centrífuga.

Se debe tener en cuenta que esta curva es sólo para un número de revolución del motor de la bomba, si se usa otro número de revoluciones del motor, la curva obtenida

será distinta. Normalmente, en una bomba se puede variar la velocidad angular del motor si se emplea un variador de velocidad, así, el fabricante debería suministrar junto con la bomba, no una curva, sino una familia de curvas en función de las características de la misma como se muestra en la siguiente figura 2.2.

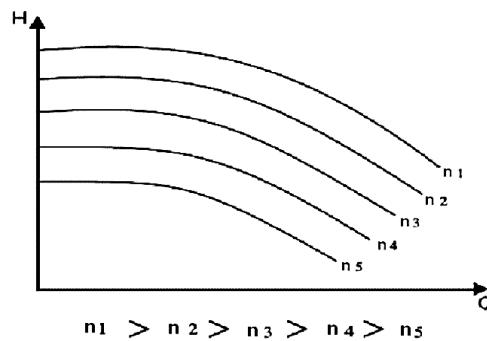


Figura 2.2. Familia de curvas Q-H.

Igualmente, se puede conocer en todo momento el consumo del motor que acciona la bomba centrífuga, monitorizándolo sobre el armario eléctrico con los instrumentos de medida adecuados. Así, se tiene la potencia consumida por la bomba ( $P$ ). De esta forma, se puede obtener la curva de potencia consumida en función del caudal suministrado. Al trasladar todos estos puntos sobre los ejes de coordenadas se obtiene una nueva gráfica, en el eje de abscisas se representan los valores del caudal ( $Q$ ) y en el eje de ordenadas los valores de la potencia consumida, como se muestra en la figura 2.3.

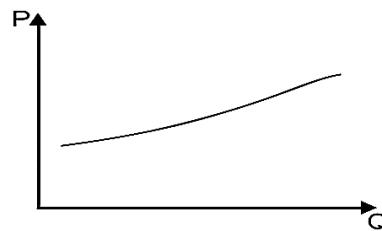


Figura 2.3. Curva de potencia consumida  $P$  en función del  $Q$ .

En el caso de las bombas centrífugas de flujo radial, la potencia aumenta continuamente con el caudal. El motor deberá estar dimensionado para que su potencia cubra todo el rango de caudales a utilizar con la bomba. En sistemas con alturas variables en los que el caudal es regulado mediante una válvula, se debe

verificar que, para grandes caudales existen alturas manométricas mínimas (recordar la forma de la curva Q-H), la potencia suministrada por el motor debe ser mayor que la potencia consumida por la bomba, de manera que se eviten sobrecargas.

La potencia hidráulica ( $P_h$ ) es el trabajo útil realizado por la bomba centrífuga por unidad de tiempo (Mott 2006; White 2011; Guato 2016), y se determina por la expresión 2.2:

$$P_h = \gamma \cdot Q \cdot H \quad . . . . . \quad (2.2)$$

Esta potencia hidráulica no es igual a la potencia consumida por la bomba ya que existen pérdidas ocasionadas por rozamientos.

El término eficiencia se utiliza para denotar la relación de la potencia transmitida por la bomba al fluido y la potencia que se suministra a la bomba. Debido a las pérdidas de energía por fricción mecánica en los componentes de la bomba, fricción del fluido y turbulencia excesiva en ésta, no toda la potencia de entrada se transmite al fluido (Mott 2006). Entonces, si se denota la eficiencia con el símbolo  $\eta$ , se tiene la siguiente ecuación 2.3 (Mott 2006; Góngora 2011; Guato 2016):

$$\eta = \frac{P_h}{P} \quad . . . . . \quad (2.3)$$

El rendimiento es el cociente entre dos potencias conocidas y que son función del caudal, por tanto, la curva del rendimiento en función del caudal tiene la forma mostrada en la siguiente figura 2.4.

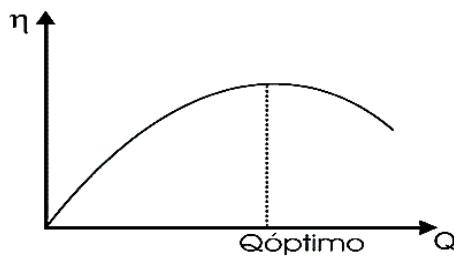


Figura 2.4. Curva de rendimiento de una bomba centrífuga.

Donde  $Q_{óptimo}$  es el punto de mejor eficiencia de la bomba para el diámetro de rodete y velocidad considerados en el ensayo.

#### **2.4. Características de los elementos constructivos de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM**

Las características constructivas de la instalación, específicamente los diámetros interiores de tubería y longitudes equivalentes se encuentran en la tabla A1 anexo 6.

## 2.5. Clasificación del flujo de la pulpa laterítica por tuberías

Para la clasificación del flujo de la hidromezcla laterítica por tuberías se propone la siguiente ecuación 2.4 (Wasp *et al.* 1977; Shashi 2004):

$$\log \frac{C_T}{C_A} = -1,8 \cdot \frac{v_s}{K \cdot u_s} . \quad (2.4)$$

Donde:

log- Logaritmo de base 10;

$C_A$  – Concentración de sólidos en volumen en el centro de la tubería;

$C_T$  – Concentración de sólidos en volumen en la parte superior de la tubería a un 92 % de distancia del fondo de la tubería:

$v_s$  – Velocidad de sedimentación (m/s), (Anexo 5);

$K$  – Constante de Von Karman ( $0,35 \div 0,40$ );

$u_s$  – Velocidad de corte en la pared de la tubería (m/s).

Donde  $u_0$  se determina por la siguiente expresión matemática 2.5:

$$u_s = \sqrt{\frac{\tau_{rz}}{\rho}} \quad . . . . . \quad (2.5)$$

Donde  $\tau_{rz}$  es el esfuerzo cortante en la pared de la tubería (Pa), y  $\rho_m$  es la densidad de la hidromezcla laterítica ( $\text{kg/m}^3$ ).

De la ecuación 2.4, la relación  $C_T/C_A$  es conocido como el radio de concentración y puede calcularse si la velocidad del fluido, el factor de fricción, y otros parámetros son conocidos. Una vez que esta relación es conocida, el flujo de la pulpa puede

categorizarse aproximadamente basado en los siguientes rangos para la proporción del radio de concentración:

$$\text{Flujo Homogéneo: } \frac{C_T}{C_A} > 0,8$$

$$\text{Flujo Heterogéneo: } \frac{C_T}{C_A} < 0,1$$

$$\text{Flujo Intermedio: } 0,1 < \frac{C_T}{C_A} < 0,8$$

En ocasiones el término sedimentación y no sedimentación se emplean, para distinguir el comportamiento entre diferentes pulpas. Una pulpa que sedimenta puede comportarse homogénea a alta velocidad y alta concentración de sólidos. Igualmente, a las velocidades bajas y las concentraciones bajas, podría comportarse heterogénea.

## 2.6. Determinación de la caída de presión en una sección de tubería

Para el caso de la instalación de los manómetros, se tuvo en cuenta que se deberían situar a 60 veces el diámetro nominal de la tubería a la entrada y 40 a la salida (ver figura 2.5) de cualquier accesorio, dimensiones que se consideran las recomendadas para disminuir los errores en la medición (Williams 2016; Rodríguez *et al.* 2019), obteniéndose como resultado de las mediciones una longitud de 15,4 m de tubería recta horizontal.

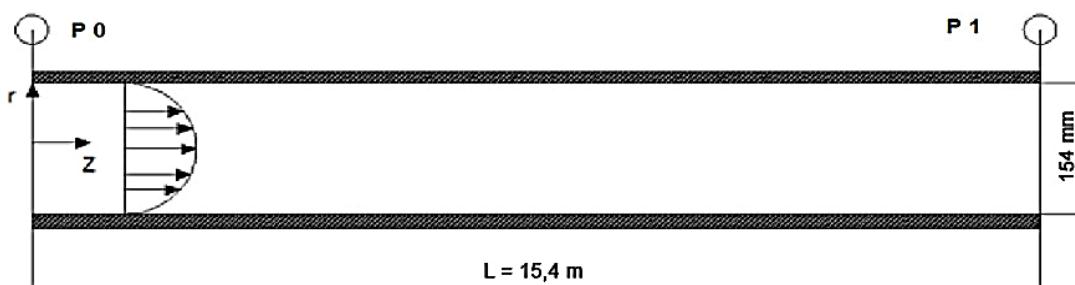


Figura 2.5. Flujo de un líquido a través de un tubo circular.

Listos todos estos instrumentos se procedió a realizar las mediciones, toma de muestra de la caída de presión después de lavada la línea, llenada y presurizada bajo condiciones específicas del fluido en régimen operacional.

## **2.7. Modelo matemático de pérdidas de presión en el hidrotransporte de fluidos Herschel-Bulkley**

La metodología de cálculo propuesta (Skelland 1970; Slatter 1995a; Chen *et al.* 1997; Abulnaga 2002; Ntamba 2011; Fan *et al.* 2014) para determinar la distribución de la densidad de flujo de cantidad de movimiento de un fluido isotérmico en régimen laminar y estacionario en un tubo circular de radio y longitud, como se muestra en la figura 2.6, viene dada por la siguiente ecuación 2.6:

Donde:

$\Delta P$  – Caída de presión medida por los manómetros P0 y P1 (Pa);

$\tau_{rz}$  – Esfuerzo cortante en la pared de la tubería (Pa);

*r* – Radio interior de la tubería (m);

*L* – Longitud de la tubería (m).

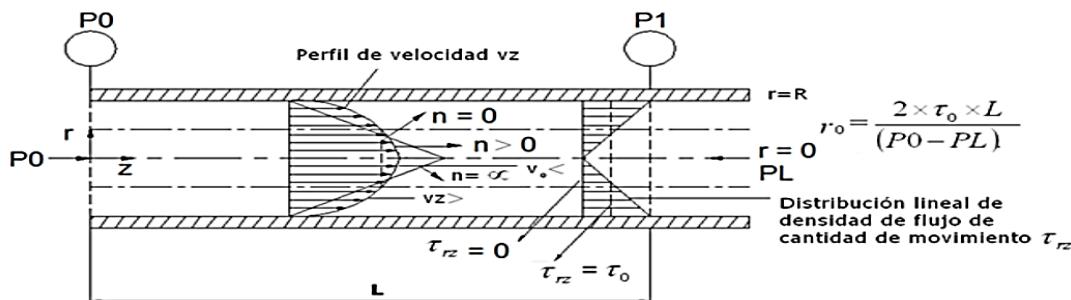


Figura 2.6. Flujo de un fluido Herschel-Bulkley en régimen laminar a través de un tubo circular (Bird et al. 2001; Garcell et al. 2011; Rodríguez et al. 2016).

El gradiente de velocidad para un fluido Herschel-Bulkley es cero mientras la densidad de flujo de cantidad de movimiento sea menor de un cierto valor  $\tau_0$  (esfuerzo cortante inicial). Como es de esperar el perfil de velocidad es parabólico y dependiente del valor  $n > 0$  (índice de flujo) (figura 2.6), para  $n = 0$  existe una región de flujo de tapón que se ajusta muy bien a un plástico Bingham, mientras que para  $n = \infty$  se convierte en un triángulo isósceles.

Para este tipo de fluido la densidad de flujo de cantidad de movimiento y el gradiente de velocidad están relacionados por el modelo propuesto por Herschel & Bulkley (1926); el mismo ha sido probado con éxito por numerosos investigadores, entre los que se encuentran: Huang & Garcia (1998); Slatter (2004); Sochi (2007, 2010); Kelessidis *et al.* (2011); Haldenwang *et al.* (2012); Håøy (2015); May (2016) y Mehta *et al.* (2018). Este modelo está determinado por la siguiente expresión matemática 2.7:

$$\tau_{rz} = \tau_0 + k \left( -\frac{dv}{dr} \right)^n \quad . \quad (2.7)$$

Donde:

- $\tau_0$  – Esfuerzo cortante inicial (Pa);
- $k$  – Índice de consistencia (adimensional);
- $n$  – Índice de flujo (adimensional);
- $\tau_{rz}$  – Densidad de flujo de cantidad de movimiento (Pa);
- $\gamma = \left( -\frac{dv}{dr} \right)$  – Gradiente de velocidad ( $s^{-1}$ ).

El perfil de velocidad para una sección transversal circular de una tubería, es la representación gráfica que resulta de la variación de la velocidad puntual del fluido con respecto al radio de la tubería (figura 2.6). Para un flujo laminar que se ajuste al modelo Herschel-Bulkley, el perfil de velocidad está determinado por la siguiente expresión 2.8 (Chhabra & Richardson 1999; Nayyar 2000; Moraga *et al.* 2013; Kotzé *et al.* 2015):

$$v_z = \frac{nR}{(n+1)} \cdot \left( \frac{\tau_{rz}}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \left[ \left( 1 - \frac{\tau_0}{\tau_{rz}} \right)^{\frac{(n+1)}{n}} - \frac{r}{R} - \left( \frac{\tau_0}{\tau_{rz}} \right)^{\frac{(n+1)}{n}} \right] \quad . \quad (2.8)$$

La velocidad del flujo tapón (zona central) puede ser determinada con el empleo de la ecuación 2.8, al igualar el  $r = r_0$ .

El flujo volumétrico para un fluido Herschel-Bulkley, se determina al aplicar el mismo método descrito para el plástico Bingham mediante la ecuación 2.9 (Steffe 1996; Rodríguez 2017):

$$Q = \int_0^{2\pi} \int_0^R v_z \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \quad . \quad (2.9)$$

Donde:

$d\theta$  – Integral definida en función del ángulo (coordenadas cilíndricas);

$dr$  – Integral definida en función del radio (coordenadas cilíndricas);

$R$  – Distancia del centro a la pared interior de la tubería (radio interior de la tubería) (m);

$v_z$  – Perfil de velocidad (componente de la velocidad en z para coordenadas cilíndricas) (m/s);

$Q$  – Flujo volumétrico ( $m^3/s$ ).

Por lo tanto, si se inserta en esta definición la ecuación 2.8, y se integra, el flujo volumétrico puede calcularse por la siguiente expresión matemática 2.10 (Skelland 1970; Govier & Aziz 1972; Bird *et al.* 1982; 1987; Slatter 1995b; Chhabra & Richardson 1999), la cual se diferencia de investigaciones anteriores aplicadas a la pulpa laterítica (Steffe 1996; Rodríguez *et al.* 2016; Rodríguez 2017):

$$Q = \pi \cdot R^3 \cdot n \cdot \frac{\tau_{rz}^{\frac{1}{n}}}{K} \cdot (1-x)^{\frac{(n+1)}{n}} \cdot \frac{(1-x)^2}{3n+1} + \frac{2x(1-x)}{2n+1} + \frac{x^2}{n+1} \quad . \quad (2.10)$$

Donde el parámetro  $x$  es el cociente resultante de la siguiente ecuación 2.11:

$$x = \frac{\tau_0}{\tau_{rz}} \quad . \quad (2.11)$$

En los cálculos de ingeniería no es práctico diseñar sistemas de flujo con el uso de los valores de las velocidades puntuales. En estos casos resulta conveniente usar un valor medio, representativo del perfil de velocidad, que se conoce como velocidad media o velocidad promedio (Garcell *et al.* 2011).

La expresión de la velocidad promedio puede obtenerse a partir de la siguiente ecuación 2.12:

$$\langle v_z \rangle = \frac{Q}{\pi \cdot R^2} \quad . . . . . \quad (2.12)$$

Sustituyendo la expresión matemática 2.10 en la ecuación 2.12, y a partir de las prestaciones de cálculo numérico y simbólico del entorno de documentación técnica Mathcad, se determinó la velocidad promedio para un fluido plástico real, definiéndose esta magnitud física por la siguiente ecuación 2.13:

$$\langle v_z \rangle = n \cdot r \cdot \left( \frac{\tau_{rz}}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \left[ (x-1) \cdot (1-x)^{\frac{1}{n}} \right] \cdot \left[ \frac{x-1}{3n+1} - \frac{x^2}{n+1} + \frac{2x(x-1)}{2n+1} \right] \quad . . . . . \quad (2.13)$$

Para la comprobación de la caída de presión en el tramo de tubería recta desde  $P_0$  hasta  $P_1$  (figura 2.6), se realizaron las pruebas experimentales, que arrojaron resultados de las presiones puntuales para varios caudales, con la utilización de la regulación de la bomba por un variador de velocidad. Posteriormente, sustituyendo la ecuación de velocidad promedio en la ecuación de Darcy Weisbach (Garcell *et al.* 2011), se determinaron los cálculos teóricos de las pérdidas por la siguiente ecuación 2.14:

$$\Delta P = \frac{\rho_m \cdot f_\Psi \cdot L \cdot \left\langle n \cdot r \cdot \left( \frac{\tau_{rz}}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot \left[ (x-1) \cdot (1-x)^{\frac{1}{n}} \right] \cdot \left[ \frac{x-1}{3n+1} - \frac{x^2}{n+1} + \frac{2x(x-1)}{2n+1} \right] \right\rangle}{2 \cdot D} \quad . . . . . \quad (2.14)$$

Donde:

$f_\Psi$  – Factor de fricción para fluidos Herschel-Bulkley en régimen laminar (adimensional);

$D$  – Diámetro interior de la tubería (m);

$\rho_m$  – Densidad de la hidromezcla laterítica ( $\text{kg}/\text{m}^3$ );

$L$  – Longitud de la tubería (m).

El número de Hedstrom ( $He$ ) propuesto se determina a partir de la expresión matemática 2.15 (Nayyar 2000; Shashi 2004; Moraga *et al.* 2013):

$$He = \frac{3232}{n} (2+n)^{(2+n)/(1+n)} \left[ \frac{x}{(1-x)^{1+n}} \right]^{(2-n)/n} \left( \frac{1}{1-x} \right)^n . \quad (2.15)$$

Para el régimen de flujo laminar, con fluidos que se clasifican como plástico real, el número de Reynolds modificado ( $Re_m$ ) se determina por la siguiente ecuación 2.16 (Nayyar 2000; Shashi 2004; Moraga *et al.* 2013):

$$Re_m = 8 \left( \frac{n}{6n+2} \right)^n \cdot \rho_m \cdot D^n \cdot \left( \frac{\langle v_z \rangle^{2-n}}{k} \right) . \quad (2.16)$$

El parámetro  $\Psi$  se determina por la siguiente ecuación 2.17 (Malin 1998; Nayyar 2000; Abulnaga 2002; Swamee & Aggarwal 2011; Antunes 2013; Moraga *et al.* 2013):

$$\Psi = (1+3n)^n (1-x)^{1+n} \left( \frac{(1-x)^2}{1+3n} + \frac{2x(1-x)}{1+2n} + \frac{x^2}{1+n} \right)^n . \quad (2.17)$$

Shashi (2004) propone determinar el factor de fricción correlacionándolo con el número de Reynolds modificado y el parámetro  $\Psi$ , según la ecuación 2.18:

$$f_\Psi = \frac{64}{\Psi Re_m} . \quad (2.18)$$

El parámetro  $\Phi$  se determina por la siguiente fórmula 2.19 (Nayyar 2000; Shashi 2004; Moraga *et al.* 2013):

$$\Phi = \frac{\left[ \frac{(1-x)^2}{1+3n} + \frac{2x(1-x)}{1+2n} + \frac{x^2}{1+n} \right]^{2-n}}{(1-x)^n} . \quad (2.19)$$

El Reynolds crítico para la transición del régimen laminar al turbulento se determina por la siguiente ecuación 2.20 (Nayyar 2000; Shashi 2004; Moraga *et al.* 2013):

$$Re_{mc} = 6464n \frac{(2+n)^{(2+n)/(1+n)}}{(1+3n)^n} \Phi . \quad (2.20)$$

Para tuberías de diámetros pequeños, observaciones experimentales indican que la velocidad crítica de transición viscosa ( $v_c$ ) empieza a ser independiente del esfuerzo cortante en la pared de la tubería y dependiente del diámetro. En estos límites, análisis dimensionales mostraron resultados que permitieron establecer la ecuación 2.21 para calcular la  $v_c$  (Shashi 2004; Mitchell *et al.* 2007; Myers *et al.* 2017).

$$v_c = \left( \frac{8^{n-1} \cdot k \cdot \text{Re}_{mc}}{\rho_m \cdot D^n} \right)^{1/(2-n)} \quad (2.21)$$

Donde:

$v_c$  – Velocidad crítica de transición viscosa (m/s);

$\text{Re}_{mc}$  – Número de Reynolds crítico, y se determina por la ecuación 2.20 (adimensional).

### 2.7.1. Gradiente de presión durante el hidrotransporte

El gradiente de presión teórico (Pa/m) para el flujo de la pulpa, se determinó por la siguiente ecuación 2.22, al despejar la longitud de la ecuación 2.14 de pérdida de presión se obtiene:

$$\frac{\Delta P_{teó}}{L} = \frac{\rho_m \cdot f_\Psi \cdot \left\langle n \cdot r \cdot \left( \frac{\tau_r}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot [x \cdot (1-x)^{\frac{1}{n}} - (1-x)^{\frac{1}{n}}] \cdot \left[ \frac{x-1}{3n+1} - \frac{x^2}{n+1} + \frac{2x(x-1)}{2n+1} \right] \right\rangle^2}{2 \cdot D} \quad (2.22)$$

$\frac{\Delta P_{teó}}{L}$  – Pendiente hidráulica (gradiente de presión teórico) (Pa/m).

La pendiente hidráulica experimental se determina por la siguiente ecuación 2.23:

$$\frac{\Delta P_{exp}}{L} = \frac{P_0 - P_1}{L} \quad (2.23)$$

Donde  $P_0$  es la presión puntual a la entrada (Pa), y  $P_1$  es la presión puntual a la salida (Pa).

### **2.7.2. Modelación matemática para la determinación del gradiente de velocidad**

El gradiente de velocidad puede considerarse como una fuerza impulsora del transporte de cantidad de movimiento (Bird *et al.* 2001). De acuerdo con la ecuación 2.7, la velocidad de deformación viene dada por la expresión matemática 2.24:

$$\gamma = \left( \frac{\tau_{rz} - \tau_0}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \quad (2.24)$$

Si la velocidad media para fluidos del tipo Herschel-Bulkley se expresa mediante la ecuación 2.13, considerándose que:

$$y = (x-1) \cdot (1-x)^{\frac{1}{n}} \quad (2.25)$$

$$z = \frac{x-1}{3n+1} - \frac{x^2}{n+1} + \frac{2x(x-1)}{2n+1} \quad (2.26)$$

La ecuación de la velocidad media para este tipo de fluido puede mostrarse de una forma más simplificada:

$$\langle v_z \rangle = n \cdot r \cdot \left( \frac{\tau_{rz}}{K} \right)^{\frac{1}{n}} \cdot y \cdot z \quad (2.27)$$

Por consiguiente, al despejar  $K$  de la ecuación 2.27 se llega a la siguiente expresión matemática 2.28,

$$K = \frac{\tau_{rz}}{\left( \frac{\langle v_z \rangle}{n \cdot r \cdot y \cdot z} \right)^n} \quad (2.28)$$

Si se combinan las ecuaciones 2.24 y 2.28, se obtiene la expresión 2.29:

$$\gamma = \left[ \frac{(\tau_{rz} - \tau_0) \cdot \left( \frac{\langle v_z \rangle}{n \cdot r \cdot y \cdot z} \right)^n}{\tau_{rz}} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (2.29)$$

Al sustituir en esta última, las expresiones 2.25 y 2.26 respectivamente, se obtiene la siguiente ecuación 2.30, que permite determinar el gradiente de velocidad aplicado a fluidos con comportamiento plástico real que responden al modelo Herschel-Bulkley.

$$\gamma = \left[ \frac{(\tau_{rz} - \tau_0) \cdot \left[ \frac{\langle v_z \rangle}{n \cdot r \cdot \left[ (x-1) \cdot (1-x)^{\frac{1}{n}} \right] \cdot \left[ \frac{x-1}{3n+1} - \frac{x^2}{n+1} + \frac{2x(x-1)}{2n+1} \right]} \right]^n}{\tau_{rz}} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (2.30)$$

### 2.7.3. Validación de los modelos matemáticos para el gradiente de presión

La validación de los modelos tiene gran importancia porque permite conocer con qué precisión los mismos se corresponden con la realidad física del proceso investigado (Viera *et al.* 1988; Columbié 2001; Bombino *et al.* 2010; Brito *et al.* 2011). Dicha validación puede realizarse al comparar los resultados obtenidos con el uso del modelo con los datos experimentales sobre el objeto de estudio, comparándolos con los datos reportados por otros modelos ya validados o valorar las conclusiones que se obtienen al usar el modelo en cuestión (Legrá & Silva 2011).

En este trabajo, la validación de los modelos se realiza con la comparación de los resultados experimentales obtenidos del gradiente de presión  $X_{exp}$ , con los teóricos calculados con el modelo para las mismas condiciones del experimento  $X_{teó}$ . Luego, se calculan los errores relativos puntuales y promedios entre los resultados experimentales y los teóricos, considerándose como criterio de aceptación que el error relativo promedio sea inferior al 10 %. Para el cálculo de los errores se emplean las expresiones 2.31 y 2.32; propuestas por Montgomery (2004) y Miller *et al.* (2005).

$$E_r = \left| \frac{X_{exp} - X_{teó}}{X_{ep}} \right| \cdot 100 \quad (2.31)$$

$$E_p = \sum_{i=1}^{N_d} \left| \frac{X_{\text{exp}} - X_{\text{teó}}}{X_{\text{ep}}} \right| \cdot \frac{100}{N_d} \quad . . . . . \quad (2.32)$$

Donde:

$X_{\text{exp}}$  – Valor experimental del gradiente de presión (Pa/m);

$X_{\text{teó}}$  – Valor teórico del gradiente de presión (Pa/m);

$N_d$  – Número de determinación (adimensional);

$E_p$  – Error relativo promedio entre los valores experimentales y teóricos del gradiente de presión (%).

## 2.8. Metodología empleada para el cálculo hidráulico en la instalación semi-industrial de hidrotransporte

Obtenidas las curvas características de la bomba centrífuga nG se procede a calcular las pérdidas lineales y locales, con el hidrotransporte de pulpa laterítica cruda a una concentración de sólidos en peso de 41,93 %.

### 2.8.1. Ecuación fundamental de pérdidas de presión por rozamiento

Las pérdidas de carga por rozamiento son debidas a las tensiones cortantes de origen viscoso que aparecen entre el fluido y las paredes de la tubería. Debido a los orígenes no empíricos, la ecuación de Darcy-Weisbach es considerada por muchos ingenieros como el método más preciso para modelar pérdidas de fricción y se describe comúnmente a partir de la ecuación 2.33 (Streeter 1970; Karassik *et al.* 2001; Abulnaga 2002; Shashi 2004; Mott 2006; Slatter 2006; López 2017):

$$h_f = f_\Psi \frac{L}{D} \frac{\langle v_z \rangle^2}{2g} \quad . . . . . \quad (2.33)$$

Donde:

$f_\Psi$  – Factor de fricción para fluidos Herschel-Bulkley en régimen laminar (adimensional), el cual se determina por la ecuación 2.18;

$L$  – Longitud de la tubería de succión (m);

- $D$  – Diámetro interior de la tubería de succión (m);  
 $\langle v_z \rangle$  – Velocidad media de transportación de la pulpa laterítica (m/s);  
 $g$  – Aceleración de la gravedad (9,81 m/s<sup>2</sup>).

### 2.8.2. Ecuación fundamental de pérdidas de presión por resistencias locales

Los trabajos realizados por Skelland (1970); Garcell (2001) y Darby (2001), tanto en flujo laminar como turbulento, con materiales seudoplásticos y plásticos Bingham, demuestran que las pérdidas por fricción ocasionadas por el flujo de estos fluidos a través de accesorios y válvulas son prácticamente similares a las obtenidas con los fluidos newtonianos. En la literatura especializada (Skelland 1970; Streeter 1970; Nekrasov 1986; Darby 2001; Garcell 2001; Abulnaga 2002) para la estimación de las pérdidas de presión por resistencias locales se utiliza fundamentalmente la expresión 2.34:

$$h_{loc} = \xi_t \cdot \frac{\langle v_z \rangle^2}{2g} \quad . . . . . \quad (2.34)$$

Donde  $\xi_t$  es el coeficiente de fricción de pérdidas locales total (adimensional).

### 2.8.3. Coeficientes de pérdidas locales en la impulsión para la descarga al tanque

En la tabla A1 del anexo 7 se muestran los valores de los coeficientes de pérdidas locales para los accesorios instalados en el sistema de tuberías perteneciente a la línea de DN 100 (Reza 2000).

La sumatoria de los coeficientes de pérdidas locales se calcula por la ecuación 2.35, al considerar los accesorios existentes en el sistema de tuberías.

$$\xi_t = 4\xi_{val} + 8\xi_{codo} + \xi_{yee} + \xi_{tefde} + \xi_{ens} \quad . . . . . \quad (2.35)$$

El cálculo de las pérdidas totales en ese tramo de tubería y accesorios se realiza por la siguiente ecuación:

$$h = h_f + h_{loc} \quad . . . . . \quad (2.36)$$

En la tabla A2 del anexo 7 se muestran los valores de los coeficientes de pérdidas locales para los accesorios instalados en el sistema de tuberías perteneciente a la línea de DN 150 (Reza 2000).

Teniéndose en cuenta que la sumatoria de los coeficientes de pérdidas locales en la línea de DN 150, varía con relación a la línea de DN 100, se calcula este coeficiente por la siguiente ecuación:

$$\xi_t = 2\xi_{val} + 2\xi_{codo} + \xi_{tefde} \quad (2.37)$$

Las pérdidas totales en ese tramo de tubería y accesorios se calculan por la siguiente ecuación:

$$h = h_f + h_{loc} \quad (2.38)$$

Las pérdidas totales en la tubería de impulsión se calculan por la siguiente expresión:

$$h_{imp} = h_{100} + h_{150} + h_{537} \quad (2.39)$$

#### 2.8.4. Cálculo de la altura estática

El cálculo de la altura estática se realizó por la siguiente ecuación:

$$\Delta Z = H_{imp} - H_{succ} \quad (2.40)$$

Para la condición del máximo nivel del líquido en el tanque se emplearon las siguientes alturas estáticas:

$$H_{imp} = 2,435 \text{ m} \quad H_{succ} = 2,135 \text{ m}$$

El cálculo de las pérdidas totales en el sistema se realizó por la siguiente ecuación 2.41:

$$h_t = h_{din} + \Delta Z \quad (2.41)$$

#### 2.8.5. Característica de la red

La característica de la red del sistema de tuberías en la instalación de hidrotransporte se recomienda calcular por la siguiente ecuación 2.42 (Alexandro 1986).

$$H_{red} = \Delta Z + R_c \cdot Q^2 \quad . . . . . \quad (2.42)$$

Donde  $R_c$  es el coeficiente generalizado de resistencia de la red exterior de la instalación de transporte hidráulico ( $s^2/m^5$ );  $\Delta Z$  es la altura estática (m) y  $Q$  es el caudal transportado por la bomba ( $m^3/s$ ).

La resistencia mecánica de la línea se determina según Nekrasov (1986) por la siguiente ecuación 2.43:

$$R_c = \left( f_\Psi \cdot \frac{L}{D} + \sum \xi_t \right) \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4} \quad . . . . . \quad (2.43)$$

Donde:

$f_\Psi$  – Factor de fricción para fluidos Herschel-Bulkley en régimen laminar (adimensional);

$L$  – Longitud de la tubería (m);

$D$  – Diámetro interior (m);

$\sum \xi_t$  – Coeficiente de resistencia total en la instalación.

Para realizar los cálculos con mayor facilidad se realizó un análisis de las longitudes equivalentes de tuberías y accesorios. Se cuenta con un tramo de conducto rectangular, el cual se utiliza para descargar el fluido al tanque, por lo que es necesario llevarlo a un coeficiente de pérdida local, equivalente a cierto valor de longitud de tubería recta como se muestra en la siguiente tabla 2.1 (Rodríguez 2013).

Tabla 2.1. Equivalencia de longitud de tubería recta existente en la instalación semi-industrial a un coeficiente de pérdida local.

Tramos de tubería	Diámetro (mm)	Longitud (m)	Coeficiente $\xi$
Conducto rectangular de drenaje al tanque	537	1,61	0,0365

## 2.9. Expresiones para la determinación de costos asociados al sistema hidráulico

El costo unitario de consumo energético en que se incurre al trasegar un metro cúbico de pulpa laterítica se expresa mediante la siguiente ecuación (Laurencio 2007):

$$C_T = \frac{G_b}{Q \cdot L} \quad (2.44)$$

Donde:

$C_T$  – Costo unitario de transporte (CUC);

$G_b$  – Gasto horario de la bomba (CUC);

$Q$  – Caudal del fluido transportado para el punto de mayor eficiencia ( $m^3/s$ );

$L$  – Longitud de la línea (m).

### 2.9.1. Gasto horario de la bomba (costo variable)

En este análisis solo se tiene en cuenta los gastos por consumo de energía eléctrica (Kenneth 2000).

$$G_b = C_{elec} \quad (2.45)$$

Donde  $C_{elec}$  es el costo por el consumo de energía eléctrica expresado en CUP, y se determina por la siguiente ecuación:

$$C_{elec} = \frac{T_a \cdot N_n \cdot t_t}{\eta_m \cdot \eta_b} \quad (2.46)$$

Donde:

$T_a$  – Tarifa de corriente eléctrica del ISMMM; 0,31 CUP/kW·h;

$N_n$  – Potencia necesaria para transportar el fluido por la bomba (kW);

$t_t$  – Cantidad de horas de funcionamiento (h);

$\eta_m$  – Rendimiento del motor eléctrico, 0,9 %;

$\eta_b$  – Rendimiento de la bomba.

## 2.10. Conclusiones del capítulo

- Los procedimientos y técnicas experimentales utilizados para el análisis están fundamentados a partir de la necesidad de la caracterización de la pulpa laterítica y su comportamiento en el hidrotransporte por tuberías semi-industriales.
- Se concretaron los procedimientos para la obtención de las curvas características de la bomba centrífuga nG en la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.
- Se planteó la metodología de cálculo para el hidrotransporte de la pulpa laterítica ajustándose al modelo reológico Herschel-Bulkley, con el objetivo de validarla y el posterior análisis de la característica de la red, obteniéndose los puntos operacionales de la bomba.

## CAPÍTULO 3. ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

### 3.1. Introducción

La correcta selección del equipamiento y los instrumentos que se emplean en las diferentes instalaciones industriales, garantiza el adecuado funcionamiento de la empresa, para ello es necesario determinar y analizar el régimen de trabajo de las bombas, para asegurar una eficiente operación del sistema y disminución de los consumos innecesarios de energía.

El **objetivo** de este capítulo es mostrar los resultados obtenidos en esta investigación, el comportamiento de las variables de diseño, como son las curvas características de la bomba лG, así como la comparación de los resultados teóricos con los resultados de las pruebas experimentales.

### 3.2. Curvas características de la bomba centrífuga лG

Las curvas características de la bomba centrífuga лG para pulpa laterítica cruda a una concentración de sólidos en peso de 41,93 % se determinaron en función de la deducción analítica empleada en el capítulo 2, a partir de la puesta en funcionamiento del motor de la máquina con ayuda de un variador de velocidad a los números de revoluciones siguientes: 800 r/min; 1 000 r/min y 1 400 r/min.

#### 3.2.1. Curvas características carga-capacidad

En las tablas 3.1, 3.2, y 3.3 se muestran los valores de la energía suministrada por la bomba al fluido en función de la cantidad de líquido que desplaza la máquina en la unidad de tiempo (H-Q).

Tabla 3.1. Parámetros para la curva carga-capacidad de la bomba лG a 800 r/min.

Carga (m)	11,4	9	3,8	0,9
Capacidad (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	40

Tabla 3.2. Parámetros para la curva carga-capacidad de la bomba лG a 1 000 r/min.

Carga (m)	13,6	13,4	12,9	12,5	11,8	10,8	9,7	8,5	5,5	3,8
Capacidad (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	40	60	80	100	120	160	180

Tabla 3.3. Parámetros para la curva carga-capacidad de la bomba лG a 1 400 r/min.

Carga (m)	31,8	31,4	30,6	30,2	29,2	28,2	27,1	25,9	23,3	21,9
Capacidad (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	40	60	80	100	120	160	180

Estos valores de carga y capacidad obtenidos, para las diferentes condiciones de trabajo de la bomba, se deducen a partir del ploteo de los datos derivados de la prueba experimental, con el empleo de la técnica de análisis numérico de los mínimos cuadrados en el software Microsoft Excel. La siguiente tabla 3.4 muestra los modelos de las curvas carga-capacidad de la bomba centrífuga лG.

Tabla 3.4. Modelos de las curvas carga-capacidad de la bomba centrífuga лG.

r/min	Modelo carga-capacidad (H-Q)	Coeficiente de determinación ( $R^2$ )
800	$H_{p800}(Q) = 11,35 - 0,2246 \cdot Q - 0,0009 \cdot Q^2$	0,997
1 000	$H_{p1000}(Q) = 13,598 - 0,0185 \cdot Q - 0,0002 \cdot Q^2$	0,999
1 400	$H_{p1400}(Q) = 31,813 - 0,037 \cdot Q - 0,0001 \cdot Q^2$	0,999

En la tabla 3.4 se aprecia que la energía suministrada por la máquina al fluido puede ser determinada a partir del ajuste a la curva con un modelo polinómico de orden dos, puesto que  $R^2$  alcanza un valor próximo a la unidad; confirmándose así lo planteado en investigaciones anteriores (Turiño 1996; Kenneth 2000; Barrera 2010; Martínez 2011; Carcassés 2018; Martínez & Riaño 2018), las cuales aseveran que esta relación n-aria de monomios es la que se aplica para modelar las curvas carga-capacidad de las bombas rotodinámicas.

El gráfico de la figura 3.1 relaciona los valores de la altura de elevación en función del caudal de la bomba centrífuga лG con pulpa laterítica cruda, y las curvas de carga-capacidad derivadas de la investigación realizada por Carcassés (2018) para el agua cruda a temperatura ambiente. La curva característica H-Q es una función decreciente que tiene dos puntos singulares: el punto de máxima altura de elevación ( $H_{\max}$ ), con caudal nulo, y el punto de máximo caudal ( $Q_{\max}$ ), con altura de elevación nula. Entre estos dos puntos la bomba puede proporcionar cualquier caudal

comprendido entre 0 y  $Q_{\max}$ , a cualquier altura de elevación comprendida entre 0 y  $H_{\max}$  (Skelland 1970).

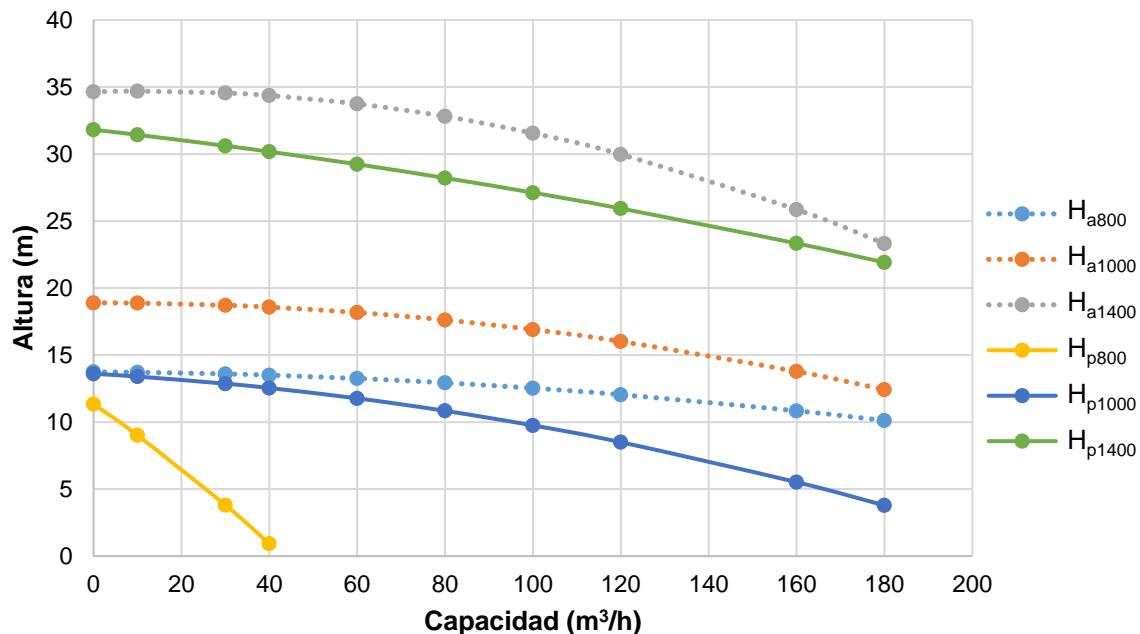


Figura 3.1. Curvas características de carga-capacidad de la bomba centrífuga ΛG.

De la figura 3.1 se deduce que a medida que aumenta el número de revoluciones del motor de la bomba, tiende a aumentar la presión y el caudal, valores que son directamente proporcionales. Se corroboró lo planteado en la literatura (Esquerre 2005; Mott 2006; Fernandes 2008; Rosa 2018), las cuales aseveran que para fluidos viscosos, disminuye el flujo entregado contra una carga dada. Este fenómeno se debe a que las mayores pérdidas de una bomba centrífuga son ocasionadas por la fricción del fluido dentro del cuerpo de la bomba (Álvarez & Quezada 2008).

### 3.2.2. Curvas características potencia-capacidad

En las tablas 3.5, 3.6, y 3.7 se relacionan los valores de la potencia hidráulica en función de la cantidad de líquido que desplaza la máquina en la unidad de tiempo (P-Q).

Tabla 3.5. Parámetros para la curva potencia-capacidad de la bomba ΛG a 800 r/min.

Potencia (kW)	4,9	5,3	6,1	6,4	7,1	7,7	8,2	8,6	9,2	9,4
Capacidad (m³/h)	0	10	30	40	60	80	100	120	160	180

Tabla 3.6. Parámetros para la curva potencia-capacidad de la bomba лG a 1 000 r/min.

Potencia (kW)	8,8	9,4	10,4	10,9	11,6	12,3	12,7	13	13,2	13
Capacidad (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	40	60	80	100	120	160	180

Tabla 3.7. Parámetros para la curva potencia-capacidad de la bomba лG a 1 400 r/min.

Potencia (kW)	24,2	26	29,1	30,3	32,4	33,9	34,7	34,9	33,3	31,6
Capacidad (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	40	60	80	100	120	160	180

Estos valores de potencia y capacidad obtenidos, para las diferentes condiciones de trabajo de la bomba, se deducen a partir del ploteo de los datos derivados de la prueba experimental y con la aplicación de la instrucción de línea de tendencia programada en el software Microsoft Excel. La siguiente tabla 3.8 muestra los modelos de las curvas potencia-capacidad de la bomba centrífuga лG, obtenidas en el análisis realizado.

Tabla 3.8. Modelos de las curvas potencia-capacidad de la bomba centrífuga лG.

r/min	Modelo potencia-capacidad (P-Q)	Coeficiente de determinación ( $R^2$ )
800	$P_{p800}(Q) = 4,8593 + 0,0431 \cdot Q - 0,0001 \cdot Q^2$	0,998
1 000	$P_{p1000}(Q) = 8,8064 + 0,0593 \cdot Q - 0,0002 \cdot Q^2$	0,999
1 400	$P_{p1400}(Q) = 24,228 + 0,1848 \cdot Q - 0,0008 \cdot Q^2$	0,999

En la tabla 3.8 se aprecia que el trabajo útil realizado por la bomba centrífuga por unidad de tiempo puede ser determinado a partir del ajuste a la curva con un modelo polinómico de orden dos, puesto que  $R^2$  adquiere un valor cercano a la unidad. Este resultado permite corroborar la eficiencia en el uso de ecuaciones cuadráticas de una sola variable para modelar las curvas potencia-capacidad, semejante a lo reportado por investigaciones previas (Turiño 1996; Barrera 2010; Martínez 2011; Carcassés 2018; Martínez & Riaño 2018).

En la siguiente figura 3.2 se muestran las curvas características de potencia-capacidad de la bomba centrífuga лG con pulpa laterítica cruda, y las curvas de potencia-capacidad derivadas de la investigación realizada por Carcassés (2018) para el agua cruda a temperatura ambiente. En el eje de la abscisa se representa la

cantidad de fluido que circula a través de una sección del ducto por unidad de tiempo y en la ordenada la potencia hidráulica.

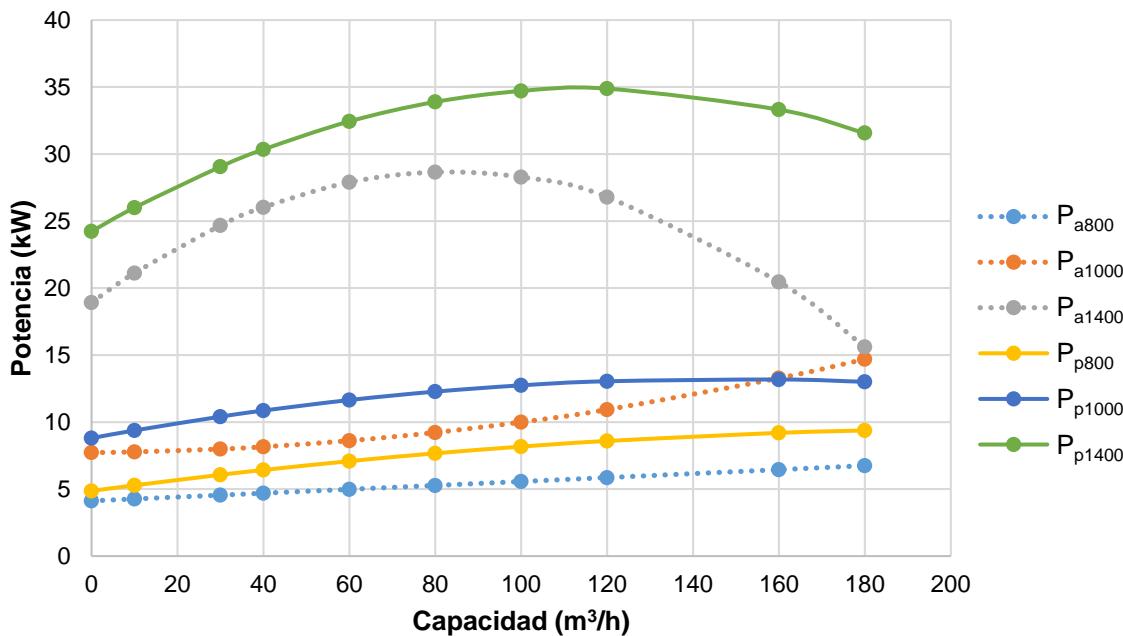


Figura 3.2. Curvas características de potencia-capacidad de la bomba centrífuga nG.

En la figura 3.2 se puede constatar que la demanda de potencia activa por el motor tiende a aumentar a medida que se incrementa el número de revoluciones, valores que son directamente proporcionales; lo que indica que a mayor caudal la potencia se acrecienta a medida que disminuye la altura de carga de la bomba, y así se aumenta la tensión del motor que influye en la carga total (Pérez *et al.* 2016). Estos resultados corroboran lo investigado por Pérez (2010), donde se demostró que las bombas que manejan fluidos no newtonianos requieren de una mayor potencia para garantizar el mismo flujo que las bombas que manejan un fluido con características newtonianas.

Del comportamiento mostrado en la figura 3.2 se infiere que, para valores altos de viscosidad, se incrementa la potencia requerida para impulsar el fluido, confirmándose lo planteado en la literatura especializada (Mott 2006), que asevera que el bombeo de fluidos de alta viscosidad trae consigo efectos como el incremento de la potencia requerida para la impulsión de los mismos y la disminución del flujo entregado contra una carga dada.

### 3.2.3. Curvas características rendimiento-capacidad

En las tablas 3.9, 3.10, y 3.11 se muestran los valores de rendimiento en función de la cantidad de líquido que desplaza la máquina en la unidad de tiempo ( $\eta$ -Q).

Tabla 3.9. Parámetros para la curva rendimiento-capacidad de la bomba лG a 800 r/min.

Rendimiento (%)	0	6,8	8,4	3,2
Capacidad (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	40

Tabla 3.10. Parámetros para la curva rendimiento-capacidad de la bomba лG a 1 000 r/min.

Rendimiento (%)	0	5,5	14,7	18,4	24	27,2	28	26,4	16	7,2
Capacidad (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	40	60	80	100	120	160	180

Tabla 3.11. Parámetros para la curva rendimiento-capacidad de la bomba лG a 1 400 r/min.

Rendimiento (%)	0	4,3	12,1	15,7	22,3	28,1	33,1	37,3	43,3	45,1
Capacidad (m <sup>3</sup> /h)	0	10	30	40	60	80	100	120	160	180

Estos valores de rendimiento y capacidad obtenidos, para las diferentes condiciones de trabajo de la bomba, se deducen a partir del ploteo de los datos derivados de la prueba experimental y con el uso de la instrucción de línea de tendencia programada en el software Microsoft Excel. La siguiente tabla 3.12 muestra los modelos de las curvas rendimiento-capacidad de la bomba лG, obtenidas en el análisis realizado.

Tabla 3.12. Modelos de las curvas rendimiento-capacidad de la bomba centrífuga лG.

r/min	Modelo rendimiento-capacidad ( $\eta$ -Q)	Coeficiente de determinación ( $R^2$ )
800	$\eta_{p800}(Q) = 8 \cdot 10^{-6} + 0,0088 \cdot Q - 0,0002 \cdot Q^2$	0,999
1 000	$\eta_{p1000}(Q) = 0,0001 + 0,0058 \cdot Q - 3 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2$	0,999
1 400	$\eta_{p1400}(Q) = 0,0007 + 0,0043 \cdot Q - 1 \cdot 10^{-5} \cdot Q^2$	0,999

En la tabla 3.12 se aprecia que el rendimiento de la bomba centrífuga se puede determinar a partir del ajuste de curva con un modelo polinómico de orden dos, puesto que el coeficiente de determinación fue de 0,99. Estos resultados muestran correspondencia a los reflejados en la bibliografía (Turiño 1996; Barrera 2010;

Martínez 2011; Carcassés 2018; Martínez & Riaño 2018), las cuales afirman que este modelo es aplicable a este tipo de curvas rendimiento-capacidad.

En la siguiente figura 3.3 se muestran las curvas características de rendimiento-capacidad de la bomba centrífuga  $\text{LG}$  con pulpa laterítica cruda, y las curvas de rendimiento-capacidad derivadas de la investigación realizada por Carcassés (2018) para el agua cruda a temperatura ambiente. En el eje de la abscisa se representa la cantidad de fluido que circula a través de una sección del ducto por unidad de tiempo y en la ordenada el rendimiento.

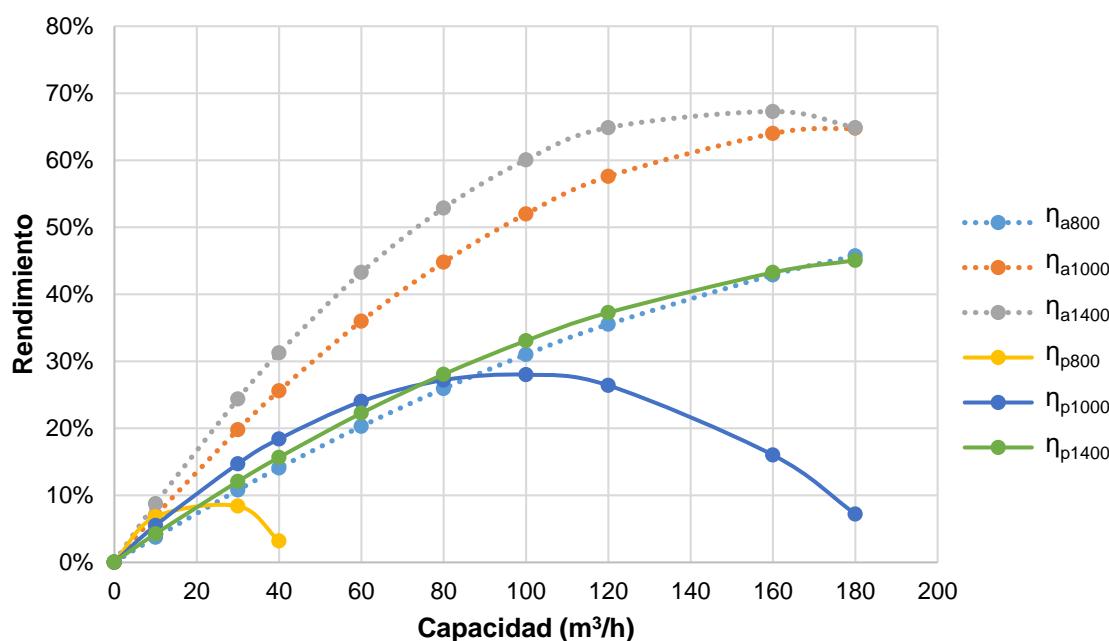


Figura 3.3. Curvas características de rendimiento-capacidad de la bomba centrífuga  $\text{LG}$ .

En la figura 3.3 se muestra el comportamiento creciente de la curva de rendimiento en función del caudal, corroborándose lo planteado por la literatura (Kasatkin 1985; Karassik *et al.* 2001; Acosta 2018), que plantea que a medida que se acrecienta el caudal de la bomba aumenta el rendimiento hasta llegar a un punto óptimo donde la eficiencia tiende a decrecer. También se pudo comprobar que a medida que se le incrementa el número de revoluciones al motor de la bomba tiende a aumentar el rendimiento de la misma.

A partir de las curvas características ( $\eta$ -Q) mostradas en la figura anterior, se corroboró que para el agua la eficiencia es mayor (67,3 %) que para la pulpa laterítica (45,1 %);

debido a que la laterita feroniquelífera es un fluido con una viscosidad alta, por lo que el rozamiento entre capas adyacentes lo sería también, lo que significa que éstas se moverían muy poco unas respecto de otras. Al considerar el comportamiento de estos dos fluidos se puede deducir que el rendimiento es también función de la viscosidad, la cual se considera inversamente proporcional a este, es decir, a medida que aumenta la viscosidad disminuye el rendimiento (Kenneth 2000; Álvarez & Quezada 2008; Torabi & Nourbakhsh 2016).

### 3.3. Comportamiento del flujo de la pulpa laterítica por tuberías horizontales

Para clasificar el tipo de flujo experimentado de la pulpa laterítica en una tubería horizontal se determinó la caída de presión experimental del fluido en un tramo de longitud recta como se muestra en el capítulo 2. Se analiza el fluido con una concentración de sólidos en peso de 41,93 %, determinándose el esfuerzo cortante en la pared de la tubería por la ecuación 2.6, y con el empleo del procedimiento descrito por las ecuaciones 2.4 y 2.5 se determina el radio de concentración en la sección transversal de la tubería como se muestra en la tabla 3.13.

Tabla 3.13. Clasificación del flujo de la pulpa laterítica por tuberías horizontales.

Velocidad media, (m/s)	Esfuerzo cortante en la pared de la tubería, (Pa)	Radio, $C_T/C_A$
0,135	25,848	0,999
0,274	34,451	0,999
0,375	39,827	0,999
0,708	55,295	0,999
1,023	67,992	0,999
1,049	68,984	0,999

Según se muestra en la tabla 3.13, el flujo de la pulpa laterítica para las velocidades experimentadas se comportó de forma homogéneo. Se pudo comprobar que el radio de concentración de sólidos en la sección transversal de la tubería es superior en todos los casos que 0,8, confirmándose con los resultados de otras investigaciones (Abulnaga 2002; Shashi 2004; Hu 2006; Wilson *et al.* 2006; Mitchell *et al.* 2007; Bartosik 2010; Moraga *et al.* 2013; Rodríguez 2017).

El comportamiento homogéneo de la pulpa laterítica se debe a que la concentración de las partículas sólidas se mantiene relativamente constante a lo largo de la sección transversal de la tubería. Esto sucede porque la inercia de la partícula suspendida es bastante despreciable y estas permanecen dispersas uniformemente a lo largo del líquido (Shashi 2004; Rodríguez 2017).

### 3.4. Resultados de los cálculos del gradiente de presión

En la tabla 3.14 se muestran los valores escogidos de presiones puntuales en los manómetros a partir de las pruebas experimentales de gradiente de presión realizadas en la instalación semi-industrial del ISMMM, al tener en cuenta la cantidad de fluido por unidad de tiempo que circula en el conducto de diámetro nominal de 150 mm para distintos números de revoluciones del motor de la bomba.

Tabla 3.14. Resultados de los cálculos del gradiente de presión.

Q (m <sup>3</sup> /s)	V (m/s)	$\langle v_z \rangle$ (m/s)	P <sub>0</sub> (kPa)	P <sub>1</sub> (kPa)	$\Delta P_{\text{exp}}/L$ (Pa/m)	$\Delta P_{\text{teó}}/L$ (Pa/m)	$\gamma$ (s <sup>-1</sup> )	$f_\Psi$	$Re_m$	Er (%)	$Re_{mc}$	$v_c$ (m/s)
0,0028	0,15	0,13	66,5	55,8	665,7	671,4	9,4	7,9	15,7	0,85	4 314,6	9,87
0,0055	0,3	0,27	74,4	60,1	895,4	894,8	17,5	2,6	39,4	0,06	3 621,2	8,64
0,0075	0,4	0,38	74,6	58,1	1 036,7	1 034,5	23,3	1,6	59	0,21	3 385,9	8,22
0,0142	0,76	0,71	148,8	125,8	1 422,2	1 436,2	42,8	0,6	135,8	0,98	3 015,9	7,53
0,0201	1,08	1,02	241,7	213,4	1 767	1 766,1	60,6	0,4	215,9	0,06	2 858,4	7,23
0,0207	1,11	1,05	243,7	215	1 783,4	1 791,8	62,3	0,3	224,2	0,47	2 848,9	7,21

Según los resultados del número de Reynolds modificado en la tabla 3.14, el régimen de flujo experimentado para la pulpa laterítica cruda a una concentración de sólidos en peso de 41,93 % se comporta de forma laminar, demostrándose que el mismo se puede extender hasta valores de 224,2. Este comportamiento permite confirmar los resultados de otras investigaciones, las cuales plantean que para el caso de pulpas viscosas del tipo Herschel-Bulkley es muy difícil establecer el número de Reynolds crítico en el cuál el fluido deja de experimentar el régimen laminar para entrar a la zona de transición turbulenta (Metzner & Park 1964; Escudier & Presti 1996; Rodríguez 2017).

Como puede apreciarse en la tabla 3.14 las velocidades críticas son superiores en gran medida a las velocidades medias registradas en la sección transversal de la tubería, lo que confirma el régimen de flujo laminar de la pulpa laterítica. Este

comportamiento se atribuye al elevado porcentaje de sólidos en peso de la pulpa, el predominio de partículas finas que trae como consecuencia un aumento de la viscosidad aparente y la densidad de la pulpa. Estos resultados son corroborados por investigaciones en otros sistemas, los cuales plantean que el régimen de flujo laminar en pulpas homogéneas no es factible (Cooke 2002; Slatter 2004, 2005, 2006; Mitchell *et al.* 2007; Cowper *et al.* 2010; Paterson 2011; Myers *et al.* 2017; Rodríguez 2017).

Como otro resultado del trabajo, en la tabla 3.14 se muestran los valores del gradiente de velocidad, calculados con el modelo establecido en el tópico 2.7.2, evidenciándose una correspondencia satisfactoria con los resultados experimentales expuestos por Rosa (2018), obtenidos en un viscosímetro rotacional de cilindros concéntricos.

Al considerar el esfuerzo de corte del fluido con la pared de la tubería se determinó, de forma experimental y teórica, el gradiente de presión por cada un metro de longitud de tubería recta para la pulpa laterítica cruda como se muestra en la figura 3.4.

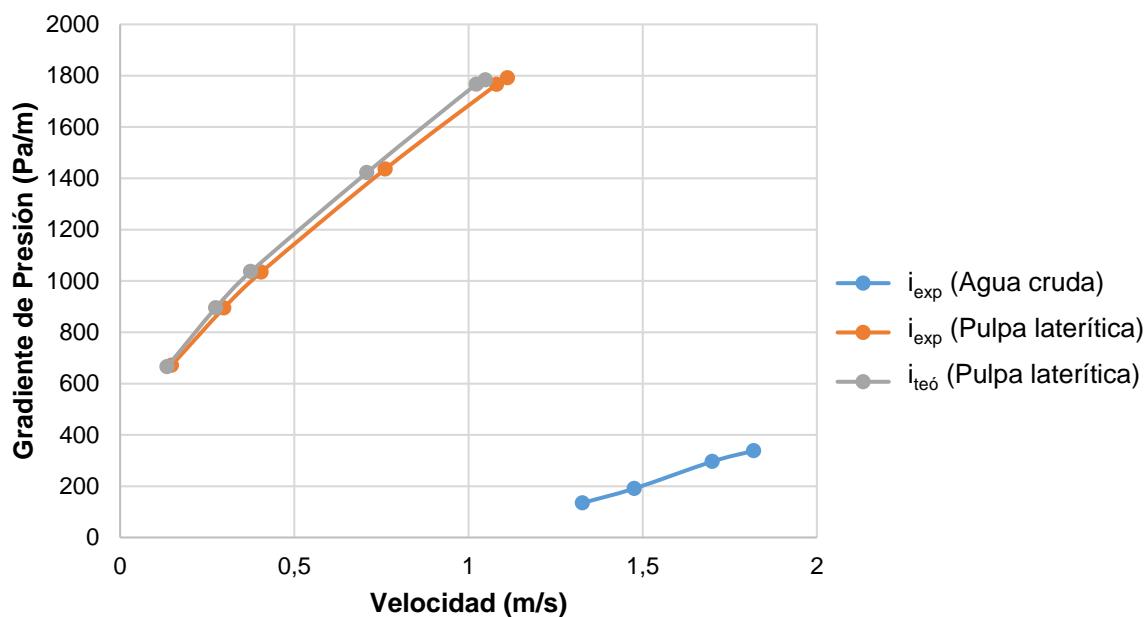


Figura 3.4. Comportamiento del gradiente de presión experimental y teórico.

En el régimen de flujo laminar el error relativo puntual del modelo no superó el 0,98 %, y el error relativo promedio al considerar todas las mediciones es igual a 0,43 %. Estos valores indican que existe una correspondencia satisfactoria entre los resultados del gradiente de presión obtenidos experimentalmente y los valores teóricos calculados

con el modelo establecido. Los resultados de la metodología aplicada demuestran mayor efectividad que investigaciones anteriores realizadas por Rodríguez (2016; 2017; 2019), donde el error relativo promedio en la predicción es de un valor de 4,6 %.

Los comportamientos mostrados por los valores expuestos en la tabla 3.14 indican una probabilidad de efectividad de 99,57 %; lo cual está en correspondencia con los criterios expuestos en la literatura (Legrá & Silva 2011; Retirado 2012; Rodríguez 2017), que abordan la modelación matemática de procesos industriales, donde se especifica que para cálculos de ingeniería una aproximación del 90 % es satisfactoria, debido a que los resultados siempre están influenciados por los errores inherentes al proceso de experimentación.

### 3.4.1. Comportamiento del Reynolds en función del factor de fricción

Uno de los parámetros importantes en el diseño, al considerar las pérdidas de energía mecánica en el transporte de fluidos a través de tuberías, es el coeficiente o factor de fricción, ya sea para evaluar la potencia necesaria del sistema en el transporte de los fluidos, o para estimar el diámetro del conducto (Bandala 2001; Ibarz & Barbosa 2001; Vélez 2003; Davidson & Nguyen 2007; Laurencio 2012; Martínez *et al.* 2014). El coeficiente de fricción y el número de Reynolds se calculó a partir de las ecuaciones establecidas en el capítulo 2 para un 41,93 % de concentración de sólidos en peso, en función de la pérdida de carga en un segmento de tubería, como se muestra en la figura 3.5.

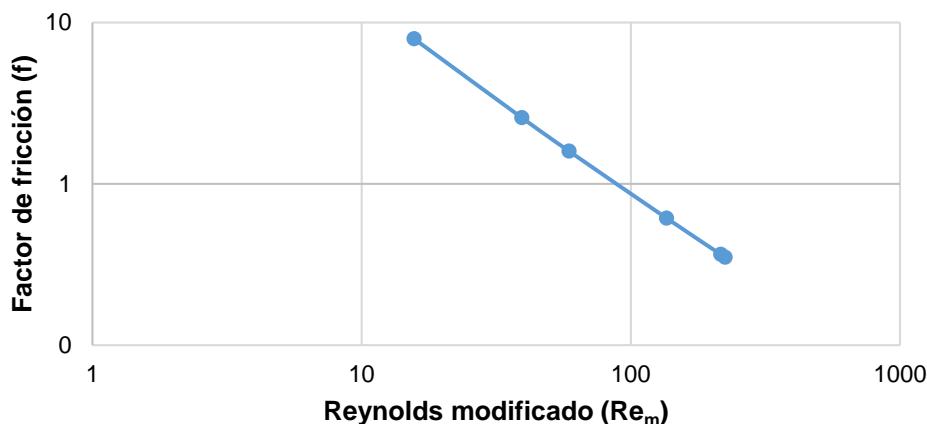


Figura 3.5. Factor de fricción de Darcy en función del número de Reynolds modificado para la pulpa laterítica.

Como se muestra en la figura 3.5 a medida que aumenta el número de Reynolds modificado el factor de fricción tiende a disminuir, parámetros que son inversamente proporcionales. Esta condición se alcanza para una acción viscosa que prevalece en toda la sección transversal del flujo, desarrollándose un perfil de velocidad no variable en la dirección radial, con líneas de corrientes rectas y paralelas (Shames 1995).

En régimen laminar la rugosidad de las paredes no afecta al factor de fricción; en cambio, en régimen turbulento la rugosidad si influye sobre la distribución de velocidad y el factor de fricción. Esta influencia depende de la relación existente entre la profundidad media de los salientes  $e_R$  y el espesor de la subcapa laminar  $\Delta$ . Si el grosor de la subcapa laminar es mayor que la profundidad de los salientes ( $\Delta > e_R$ ), el fluido fluye suavemente sobre estos sin que se origine perturbaciones algunas, y la influencia de la rugosidad sobre la magnitud  $f$  no se manifiesta. Esto es lo que ocurre en régimen totalmente laminar o en tubos considerados lisos en régimen turbulento (Garcell *et al.* 2011; Rodríguez 2017).

Rodríguez (2017) al aplicar correlaciones del factor de fricción en función de la ecuación del número de Reynolds modificado para fluidos seudoplásticos propuesta por Shashi (2004), comprueba que el modelo expresa valores de 5,08 % a 8,8 % de error máximo relativo puntual para el régimen de flujo laminar, sin embargo, el trabajo experimental reveló que las ecuaciones pueden ser utilizadas para predecir la caída de presión ajustable a los porcientos de sólidos en peso de la pulpa 41; 42,5 y 44 % respectivamente, caracterizándola como un fluido seudoplástico que obedece a la ley de potencia, no ajustándose a la hidromezcla laterítica la cual presenta un comportamiento plástico real que responde al modelo Herschel-Bulkley.

A diferencia de la investigación de Rodríguez (2017), se obtuvo como aplicación práctica fundamental del modelo establecido en el presente trabajo, la posibilidad de calcular eficazmente el coeficiente de resistencia en función del Reynolds modificado y el parámetro  $\Psi$  que depende del número de Hedstrom y el índice de flujo, lo cual es válido para la evaluación y selección eficiente de los sistemas de hidrotransporte de la pulpa laterítica en régimen de flujo laminar, ajustándose a un comportamiento plástico real que responda al modelo Herschel-Bulkley (Shashi 2004). De esta forma se precisa

la validez del método obtenido y su importancia científica, que permite diseñar y explotar racionalmente las instalaciones de hidrotransporte del mineral laterítico en la industria del níquel.

### 3.5. Análisis del sistema de bombeo de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM

El análisis del sistema de bombeo de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM se realizó con el circuito cerrado, trasiego de pulpa laterítica cruda a una concentración de sólidos en peso de 41,93 %; con la bomba лG, cierre de la válvula de recirculación y la toma del densímetro, con el empleo de la descarga al tanque. En la siguiente tabla 3.15 se muestran los resultados de las velocidades que alcanza la hidromezcla laterítica en el momento de su transporte, las áreas de la sección interna transversal, el Reynolds modificado y el factor de fricción en correspondencia con los valores del diámetro en los conductos de la instalación. Los cálculos teóricos se realizaron para un caudal de 79,59 m<sup>3</sup>/h y 1 400 r/min.

Tabla 3.15. Resultados de los cálculos de las áreas, velocidades, número de Reynolds modificado y el factor de fricción en los conductos de la instalación.

Líneas	Velocidades (m/s)	Áreas (m <sup>2</sup> )	Re <sub>m</sub>	f
Tubería de DN 100	2,536	0,008	502,672	0,251
Tubería de DN 150	1,112	0,018	224,182	0,419
Tramo del conducto rectangular de drenaje al tanque DN 537	0,284	0,073	86,388	0,745

Los valores del número de Reynolds modificado ( $Re_m < 2\ 100$ ) obtenidos para las velocidades experimentales confirman que la pulpa laterítica en la tubería se encuentra en régimen laminar; es decir, las partículas del fluido se mueven a lo largo de trayectorias lisas en láminas, deslizándose una capa sobre la otra adyacente, constituyéndose la velocidad del fluido máxima en el eje de la tubería y, disminuyendo rápidamente hasta anularse en la pared de la misma (Daily & Harleman 1975; McCabe *et al.* 1991; Mataix 1993; Karassik *et al.* 2001; Calderón & Pozo 2011; López 2014). Al tener en cuenta que a medida que aumenta el Reynolds disminuye el factor de fricción, se puede afirmar que no existen pérdidas notables de energía, debido a que las

variaciones en las condiciones iniciales del fluido no implican grandes diferencias en su futuro comportamiento (Sablón & Rodríguez 2018).

En la tabla 3.16 se presentan los resultados derivados del cálculo de las pérdidas por rozamiento lineal y local para la tubería (succión e impulsión) y accesorios empleados en la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM.

Tabla 3.16. Resultados de los cálculos de las pérdidas por rozamiento y locales en la tubería de succión y la tubería de impulsión.

<b>Tubería de DN 100</b>		
<b>Parámetros (m)</b>	<b>Impulsión</b>	<b>Succión</b>
Pérdidas por rozamiento ( $h_1$ )	23,152	1,256
Pérdidas locales ( $h_2$ )	2,096	0,628
Sumatoria del coeficiente de pérdidas locales ( $\sum \xi_i$ )	6,394	1,916
<b>Tubería de DN 150</b>		
<b>Parámetros (m)</b>	<b>Impulsión</b>	<b>Succión</b>
Pérdidas por rozamiento ( $h_1$ )	4,749	0,233
Pérdidas locales ( $h_2$ )	0,131	0,149
Sumatoria del coeficiente de pérdidas locales ( $\sum \xi_i$ )	2,077	2,37
<b>Total</b>		
<b>Parámetros (m)</b>	<b>Impulsión</b>	<b>Succión</b>
Pérdidas totales del sistema ( $h_{imp}$ y $h_{suc}$ )	30,128	2,267
Pérdidas dinámicas ( $h_{din}$ )	32,396	
Altura estática para el máximo nivel del líquido en el tanque ( $\Delta Z_{máx}$ )	0,3	
Pérdidas totales para el máximo nivel del líquido en el tanque ( $ht_{máx}$ )	32,696	

De la tabla 3.16 se infiere que para mayor valor de diámetro se manifiesta un considerable cambio de las pérdidas de carga por rozamiento, comportamiento análogo a los reportados por la literatura (Ocón 2005; Hechavarría 2009; Balcazar 2013; Braulio 2016), las cuales aseveran que las pérdidas primarias son directamente proporcionales al cuadrado de la velocidad media en la tubería, a la longitud de la sección e inversamente proporcional al diámetro de la misma.

La estimación de las pérdidas de presión por resistencias locales se realizó considerándose el coeficiente de fricción en válvulas y accesorios; evidenciándose para la misma que a medida que incrementa la carga de velocidad del fluido, aumentan las pérdidas locales, valores que son directamente proporcionales; lo cual está en correspondencia a lo reportado por otros autores (Martínez 2016).

## Características de la red para el sistema en la condición del máximo nivel del líquido en el tanque

En la tabla 3.17 se relacionan los valores de la característica de la red de tuberías y accesorios en función del caudal de trabajo de la bomba, que depende fundamentalmente de la resistencia que existe en la misma.

Tabla 3.17. Característica de la red para el sistema con el máximo nivel del líquido en el tanque.

Carga (m)	0,3	7,8	16,6	20,4	27,6	34,6	41,6	48,7	63,5	71,3
Capacidad ( $m^3/h$ )	0	10	30	40	60	80	100	120	160	180

Con el empleo de las curvas características ( $H-Q$ ,  $P-Q$ ,  $\eta-Q$ ) presentadas en el tópico 3.2 y los resultados expuestos en la tabla 3.17, se graficaron las curvas características del sistema y la bomba  $\text{лG}$  para la condición de la descarga al tanque, como se muestra en la figura 3.6.

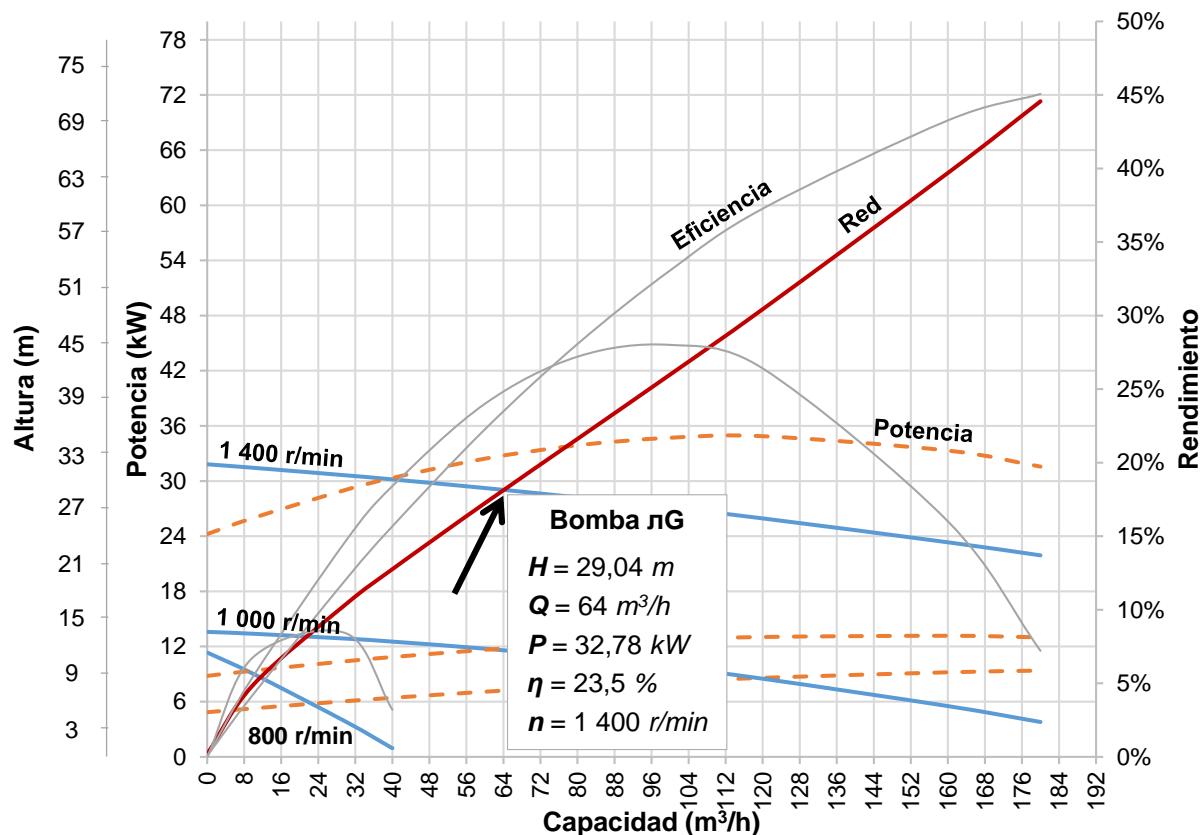


Figura 3.6. Curvas características del sistema y la bomba  $\text{лG}$  para la condición de la descarga al tanque.

En este caso para la condición de descarga al tanque especificado en la figura 3.6, se tiene la relación entre la altura, potencia, eficiencia y el caudal alcanzado durante el período de explotación, determinándose que para una potencia de la bomba de 32,78 kW, con un rendimiento de 23,5 %, el punto de operación de la bomba лG se encuentra a los 29,04 m de alturas y a un valor de 0,018 m<sup>3</sup>/s del caudal, considerándose el punto de máxima eficiencia.

Al analizar los parámetros de operación de la bomba лG para pulpa laterítica cruda a una concentración de sólidos en peso de 41,93 % en comparación con los resultados reportados por Carcassés (2018) para agua cruda a temperatura ambiente, se verificó que los valores altura y rendimiento descienden en función del caudal. Este comportamiento se le atribuye a que la altura de elevación y la eficiencia son inversamente proporcionales a la viscosidad de la hidromezcla laterítica. El presente resultado permite confirmar lo planteado en la literatura (Kenneth 2000; Mott 2006; Álvarez & Quezada 2008; Matos 2016), que afirman que el movimiento a diferentes velocidades que emerge de las colisiones entre las partículas del fluido provoca una resistencia a su movimiento, disminuyendo el flujo entregado contra una carga dada y requiriéndose de una mayor potencia para el bombeo del fluido.

La consecuencia inmediata de la reducción del gasto es que se producirán dificultades en el funcionamiento de las bombas y de la tubería. Además, al disminuir la velocidad del flujo, existe la posibilidad de que aparezcan sedimentaciones, esto trae como consecuencia una disminución en el diámetro interior de la tubería, obteniéndose un diámetro equivalente que es irregular en toda la línea repercutiéndose en la caída de presión y en los consumos energéticos de la bomba; esto se pudo corroborar en investigaciones anteriores como Gardea (2008).

### 3.6. Valoración económica

Los gastos de energía eléctrica constituyen la mayor parte de los gastos capitales en el proceso de hidrotransporte. Con la 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, al considerar siempre los problemas que esta puede causarle al medio circundante.

En la tabla 3.18, se resume el análisis del costo energético en el que se incurre al transportarse pulpa laterítica cruda a una concentración de sólidos en peso de 41,93 % a diferentes caudales que corresponden a los puntos de operación de la bomba, para una longitud de tubería recta horizontal de 61 metros, en una hora de trabajo con el uso de la descarga al tanque. Para el cálculo se utilizaron los siguientes números de revoluciones experimentados en la instalación (800 r/min; 1 000 r/min; 1 400 r/min), con el empleo de la metodología presentada en el tópico 2.9 del capítulo 2.

Tabla 3.18. Costo energético para transportar un m<sup>3</sup> de pulpa laterítica cruda.

r/min	Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Costo energético (CUP)	Costo unitario de transportación (CUP)
800	11	1,514	8,126
1 000	23	1,768	4,537
1 400	64	2,883	2,658

Como se muestra en la tabla anterior los costos energéticos de transportación aumentan a medida que se incrementa el flujo de la bomba. Para tener una mejor idea de lo que influye el flujo en la bomba con respecto al consumo de energía eléctrica, se grafica en la siguiente figura 3.7 el comportamiento de los costos por electricidad en función del caudal de pulpa laterítica transportado.

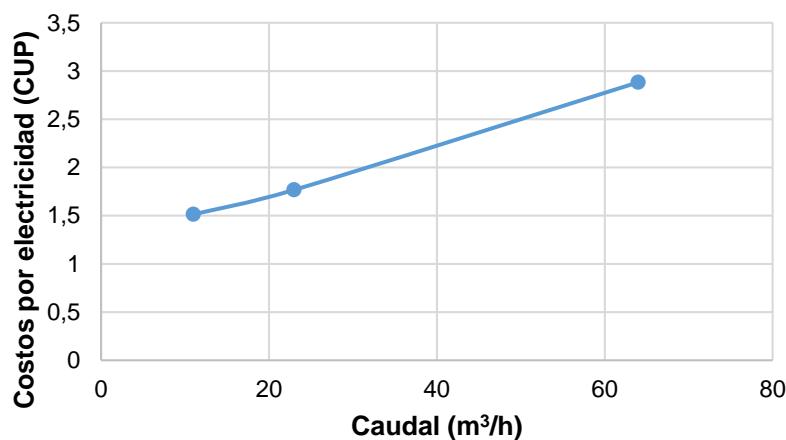


Figura 3.7. Comportamiento del costo por electricidad en función del caudal transportado de pulpa laterítica cruda.

Como se muestra en la figura anterior a medida que se aumenta el número de revoluciones del motor de la bomba aumenta el flujo y así mismo incrementa el consumo eléctrico del motor, que esto equivale a un aumento de los costos por electricidad (Carcassés 2018).

Con respecto a los costos unitarios de transportación sucede lo contrario, a medida que aumenta el número de revoluciones del motor de la bomba se pudo comprobar que los costos disminuyen, obteniéndose el punto operacional de máxima eficiencia el más económico.

### 3.7. Conclusiones del capítulo

- Se determinaron los modelos matemáticos de parámetros energéticos que condicionan la eficiencia del sistema de bombeo de pulpa laterítica cruda como flujos, cargas, potencia y rendimiento para varios números de revoluciones del motor de la bomba  $n_G$ .
- De acuerdo con los resultados de caída de presión experimental y teórico en la tubería, el gradiente de presión en el hidrotransporte de la pulpa laterítica para las condiciones estudiadas demostró una probabilidad de efectividad de un 99,56 % y su error relativo promedio asociado a su uso es inferior a 0,98 %, lo cual permite validar la metodología empleada.
- Mediante la simulación experimental del hidrotransporte de pulpa laterítica a escala semi-industrial, se determinó que el aumento del número de revoluciones incide de forma significativa en la disminución de los costos unitarios de transportación, obteniéndose el punto operacional de máxima eficiencia el más económico.

## CONCLUSIONES GENERALES

- Se precisaron los modelos matemáticos de parámetros energéticos que condicionan la eficiencia del sistema de bombeo de pulpa laterítica cruda como flujos, cargas, potencia y rendimiento para varios números de revoluciones del motor de la bomba лG, con un valor de coeficiente de determinación cercano a la unidad, que determina la efectividad del modelo para replicar los resultados.
- De acuerdo con los resultados de caída de presión experimental y teórico en la tubería, el gradiente de presión en el hidrotransporte de la pulpa laterítica para las condiciones estudiadas demostró una probabilidad de efectividad de un 99,56 % y su error relativo promedio asociado a su uso es inferior al 0,98 %, lo cual permite validar la metodología empleada.
- Se determinó el punto de operación de la bomba лG para diferentes condiciones de trabajo (800 r/min, 1 000 r/min, 1 400 r/min), demostrándose que el punto de mayor eficiencia se encuentra para 1 400 r/min, obteniéndose 29,04 m y 0,018 m<sup>3</sup>/s de carga-capacidad, con una potencia de 32,78 kW a un rendimiento de 23,5 %.

## RECOMENDACIONES

Las recomendaciones que se muestran a continuación se plantean en función de extender las investigaciones referentes al transporte de la pulpa laterítica a escala semi-industrial:

1. Profundizar en la validación de la metodología del gradiente de presión en el hidrotransporte de pulpa laterítica con varias concentraciones de sólidos, específicamente de 40-46 %.
2. A partir de las leyes de semejanza validar los resultados obtenidos a escala industrial.
3. Considerar en futuras investigaciones, la obtención de regímenes de flujo cercanos a la velocidad de transición viscosa.

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. ABULNAGA, B. 2002: *Slurry Systems Handbook*. McGraw-Hill, New York, 629 p.
2. ACOSTA, G. 2018: Estrategias para reducir el consumo de energía eléctrica y las averías en bombas en el transporte de pulpa laterítica precalentada. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis de maestría] 70 p.
3. AGUIRRE, J.; GARCÍA, E. D. & TRIGOSO, L. M. 2008: Diseño, construcción e instalación de un equipo modular para demostrar experimentalmente el teorema de Bernoulli. Universidad Nacional de la Amazonía Peruana. Iquitos, Perú [Tesis de diploma] 63 p.
4. ALBÁN, A. G. 2016: Análisis y simulación aerodinámica de una motocicleta de carretera tipo Custom 125 CC mediante Dinámica de Fluidos Computacional (DFC) y propuesta de diseño de un carenado frontal. Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. Riobamba, Ecuador [Tesis de diploma] 84 p.
5. ALEXANDRO, B. 1986: *Investigación y establecimiento de los regímenes de la transportación de las colas del beneficio de la fábrica de Dshezkazgan GMK*. Leningrado.
6. ÁLVAREZ, S. A. & QUEZADA, M. R. 2008: Estado del arte, análisis y mantenimiento de bombas centrífugas. Universidad Tecnológica de Bolívar. Cartagena [Tesis de diploma] 260 p.
7. ANTUNA, L. 2018: Modelo experimental de fluidos de alta viscosidad con reologías no-newtonianas. Universidad Nacional Autónoma de México. Ciudad Universitaria [Tesis de diploma] 66 p.
8. ANTUNES, B. L. 2013: Determinação do coeficiente de descarga em ejetores de brocas de perfuração de poços de petróleo e gás. Universidad Tecnológica Federal Do Paraná. Curitiba [Tesis de diploma] 73 p.
9. ARIAS, R.; FALCÓN, J.; CAMPOS, M.; SILVEIRA, Y. & LÓPEZ, O. 2018: Efecto del tratamiento magnético en el comportamiento reológico del diésel. *Tecnología Química* 38(2): 412-427.
10. AVRAMIDIS, K. S. & TURIAN, R. M. 1991: Yield Stress of Laterite Suspensions. *Journal of Colloid and Interface Science* 143(1): 54-62.

11. AZIZ, A. & MOHAMED, H. 2013: A Study of the Factors Affecting Transporting Solid-Liquid Suspension through Pipelines. *Open Journal of Fluid Dynamics* 3: 152-162.
12. BALCAZAR, F. 2013: Análisis de las variables de la cavitación en bombas centrífugas horizontales. Instituto Politécnico Nacional. México [Tesis de diploma] 83 p.
13. BANDALA, M. 2001: Pérdidas por fricción en fluidos no newtonianos. Universidad de las Américas. Puebla, México [Tesis de diploma] 71 p.
14. BARNES, H. A. 2000: *A handbook of elementary Rheology*. University of Wales Press, Aberystwyth, 200 p.
15. BARRERA, A. 2010: Contribución a la obtención de las relaciones funcionales entre la eficiencia de las bombas rotodinámicas, sus parámetros de diseño fundamentales y sus curvas adimensionales. Instituto Superior Politécnico "José Antonio Echeverría". La Habana, Cuba [Tesis de diploma] 89 p.
16. BARTOSIK, A. 2010: Application of rheological models in prediction of turbulent slurry flow. *Flow, Turbulence and combustion. Springer-Verlag* 84(2): 277-293.
17. BARTOSIK, A. 2011: Simulation of the friction factor in a yield-stress slurry flow which exhibits turbulence damping near the pipe wall. *Journal of Theoretical and Applied Mechanics* 49(2): 283-300.
18. BETANCOURT, R. 1991: *Fenómenos de Transporte*. Centro de Publicaciones de la Universidad Nacional Seccional Manizales, Colombia, 40 p.
19. BIRD, R.; STEWART, W. & LIGHTFOOT, E. 2001: *Transport Phenomena*. 2 ed. John Wiley & Sons, Hoboken, 300 p.
20. BIRD, R. B.; DAI, G. C. & YARUSSO, B. Y. 1982: The rheology and flow of viscoplastic materials. *Reviews in Chemical Engineering* 1(1): 1-70.
21. BIRD, R. B. & HASSAGER, O. 1987: *Dynamics of Polymeric Liquids: Fluid mechanics*. 2 ed. Wiley Interscience Publication, Hoboken, 672 p.
22. BOMBINO, E.; ROCA, G. & LESME, R. 2010: Principales elementos teórico-prácticos para el estudio del secado neumático vortical de bagazo de caña. *Tecnología Química* 30(2): 74-81.

23. BRAULIO, S. M. 2016: Diseño de un sistema de bombeo en paralelo para la conducción de agua potable del Cárcamo 2 al Cárcamo 3 de la Planta Agrícola Oriental D.F. Instituto Politécnico Nacional. México [Tesis de diploma] 83 p.
24. BRITO, M.; ALEMÁN, I.; FRAGA, E.; PARA, J. & ARIAS, R. 2011: Papel de la modelación matemática en la formación de los ingenieros. *Ingeniería Mecánica* 14(2): 129-139.
25. BROWN, N. & HEYWOOD, N. 1991: *Slurry Handling: Design of solid-liquid systems*. Springer Science & Business Media, London, 680 p.
26. CALDERÓN, A. M.; VARGAS, G. N. & MORALES, Y. J. 2017: Experimento de Reynolds (Construcción de Prototipo). Universidad Cooperativa de Colombia. Villavicencio [Tesis de diploma] 45 p.
27. CALDERÓN, J. R. & POZO, C. X. 2011: Diseño y construcción de un banco de pruebas para pérdidas de carga en tuberías y accesorios con simulación. Universidad Politécnica Salesiana. Quito [Tesis de diploma] 115 p.
28. CÁRCAMO, L. A. 2005: Comportamiento Reológico de Pasta de Murta (Ugni molinae Turcz) en Estado Fresco y Congelado. Universidad Austral de Chile. Valdivia [Tesis de diploma] 67 p.
29. CARCASSÉS, R. 2018: Determinación de los parámetros de trabajo en la instalación semi-industrial del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis de diploma] 68 p.
30. CARNICER, E. & MAINAR, C. 2004: *Bombas centrífugas*. 2 ed. Thompson Paraninfo, Madrid, España, 120 p.
31. CARRILLO, D. A. 2011: Arrastre incipiente de partículas en flujos de fluidos no newtonianos. Universidad de Chile. Santiago de Chile [Tesis de diploma] 54 p.
32. CERPA, A.; TARTAJ, P.; GARCÍA, M. T.; REQUENA, J.; GARCELL, L. R. & SERNA, C. J. 1996: Rheological properties of concentrated lateritic suspensions. *Progress in Colloid and Polymer Science* 100: 266-270.
33. COLUMBIÉ, A. 2001: Modelación matemática del proceso de calcinación del carbonato básico de níquel en el horno tubular rotatorio. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis doctoral] 98 p.

34. COOKE, R. 2002: Laminar flow settling: the potential for unexpected problems, British Hydromechanics Research Group. En: 15 th International Conference on Slurry Handling and Pipeline Transport. [Memorias] Banff, Canada, Junio, 121-133.
35. COWPER, T.; SABATA, J. & THOMAS, D. 2010: A technical comparison of coal pipeline options. *Hydrotransport* 18: 12-20.
36. CHEN, J. L.; LIU, C. J. & YUE, X. A. 1997: *Drilling fluid flow principle*. Petroleum Industry Press, Beijing.
37. CHHABRA, R. & RICHARDSON, J. 1999: *Non-Newtonian Flow in the Process Industries. Fundamentals and Engineering Applications*. Butterworth Heinemann, Great Britain, 421 p.
38. CHHABRA, R. & RICHARDSON, J. 2008: *Non-Newtonian Flow and Applied Rheology. Engineering Applications*. 2 ed. Butterworth-Heinemann, Woburn, 501 p.
39. CHO, Y. & HARTNETT, J. 1982: Non newtonian fluids in circular pipe flow. *Advances in Heat Transfer* 15: 59-141.
40. DAILY, J. W. & HARLEMAN, D. 1975: *Dinámica de los fluidos*. Trillas, México, 512 p.
41. DARBY, R. 2001: Take the mystery out of non-newtonian fluids. *Chemical Engineering* 9(3): 66-73.
42. DAVIDSON, R. & NGUYEN, D. 2007: A model for pressure drops in the pipeline for nonNewtonian fluids. *Journal of Food Engineering* 80(4): 1011-1015.
43. DELGADO, A. 2017: Modelación y simulación del hidrotransporte de la pulpa laterítica en la empresa Comandante Pedro Sotto Alba. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis de diploma] 65 p.
44. DORON, P. & BARNEA, D. 1996: Flow pattern maps for solid liquid flow in pipes. *International Journal of Multiphase Flow* 22: 273-283.
45. DRAAD, A.; KUIKEN, G. & NIEUWSTANDT, F. 1998: Laminar-turbulent transition in pipe flow for Newtonian and non-Newtonian fluid. *Journal of Fluid Mechanics* 377: 267-312.

46. DURAND, R. & CONDOLIOS, E. 1952: Experimental investigation of the transport of solids in pipes. En: Deuxieme Journée de l'hydraulique. Société Hydrotechnique de France, 29-55.
47. ESCUDIER, M. & PRESTI, F. 1996: Pipe flow of a thixotropic liquid. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 62: 291-306.
48. ESCUDIER, M.; ROSA, S. & POOLE, R. 2009: Asymmetry in transitional pipe flow of drag-reducing polymer solutions. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 161: 19-29.
49. ESQUERRE, W. 2005: Travnase del chocolate en fase fluida viscosa no newtoniana, cálculo del equipo de bombeo de una planta de chocolate. Universidad Nacional Mayor de San Marcos. Lima, Perú [Tesis de diploma] 49 p.
50. FAN, H. H.; ZHOU, H. B.; PENG, Q. & ZHAI, Y. H. 2014: A generalized hydraulic calculation model for Non-Newtonian fluid pipe flow and its application evaluation. *Proceedings* 2: 23-31.
51. FERNANDES, L. A. 2008: Método para la corrección de la característica de carga de bombas centrífugas con la utilización de Redes Neuronales. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis de diploma] 60 p.
52. FERNÁNDEZ, P. 2002: *Mecánica de los Fluidos*. Universidad de Cantabria, Santander, 328 p.
53. FRIGAARD, I.; HOWISON, S. & SOBEY, I. 1994: On the stability of Poiseuille flow of a Bingham fluid. *Journal of Fluid Mechanics* 263(25): 133-150.
54. GALLEGOS, L. 2011: Programa para el cálculo de tuberías y bombas centrífugas en procesos de refinación. Universidad del Istmo. Santo Domingo Tehuantepec, Oxaca [Tesis de diploma] 214 p.
55. GARCELL, L. 1991: Comportamiento reológico de las pulpas lateríticas. *Minería y Geología* 8: 19-23.
56. GARCELL, L. 2001: *Flujo por tuberías de suspensiones minerales no newtonianas. Apuntes para una monografía*. Universidad de Oriente, Santiago de Cuba, 40 p.

57. GARCELL, L.; DÍAZ, A. & SURÍS, G. 2011: *Transferencia de cantidad de movimiento, calor y masa.* 2 ed. Editorial Félix Varela, La Habana, 345 p.
58. GARCÍA, A. 2015: Estudio CFD del flujo turbulento alrededor de álabes de turbomáquinas con modelo TRANS SST. Universidad Politécnica de Catalunya. Barcelona [Tesis de diploma] 64 p.
59. GARDEA, H. 2008: Bombeo de fluidos no newtonianos. Caso de los lodos residuales. Universidad Nacional Autónoma de México. Ciudad Universitaria [Tesis doctoral] 153 p.
60. GÓNGORA, B. 2011: Evaluación del sistema de bombeo para el transporte de las colas de la Empresa “Comandante Pedro Sotto Alba”, de Moa. Universidad de Oriente. Moa [Tesis de diploma]
61. GOVIER, G. & AZIZ, K. 1972: *The Flow of Complex Mixtures in Pipes.* Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 661 p.
62. GRANADOS, A. 2009: Empuje ascencional aplicado a un problema fundamental de ingeniería. Instituto Politécnico Nacional. México [Tesis de diploma] 46 p.
63. GUATO, A. G. 2016: Adquisición de datos de parámetros hidráulicos y su efecto en el ajuste de las curvas de funcionamiento teóricas en el banco de bombas centrífugas del laboratorio de energía de la Facultad de Ingeniería Civil y Mecánica. Universidad Técnica de Ambato. Ecuador [Tesis de diploma] 126 p.
64. HALDENWANG, R.; CHHABRA, R. & SLATTER, P. 2000: Open channel flow of non-Newtonian fluids. En: 10th International Conference on Transport and Sedimentation of Solid Particles. [Memorias] Wroclaw, Polonia, 4-7 septiembre, 269-280.
65. HALDENWANG, R.; KOTZÉ, R. & CHHABRA, R. 2012: Determining the Viscous Behavior of Non-Newtonian Fluids in a Flume Using a Laminar Sheet Flow Model and Ultrasonic Velocity Profiling (UVP) System. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences & Engineering* 34(3): 276-284.
66. HALDENWANG, R. & SLATTER, P. 2006: Experimental procedure and database for non-Newtonian open channel flow. *Journal of Hydraulic Research* 44(2): 283-287.

67. HALDENWANG, R.; SUTHERLAND, A.; FESTER, V.; HOLM, R. & CHHABRA, R. 2012: Sludge pipe flow pressure drop prediction using composite power-law friction factor-Reynolds number correlation based on different no-Newtonian Reynolds numbers. *Water SA* 38(4): 615-622.
68. HANKS, R. 1963: The laminar-turbulent transition for fluids with a yield stress. *AIChE Journal* 9: 306-309.
69. HÅØY, R. 2015: Rheological Parameters of Norwegian Sensitive Clays, Focusing on the Herschel-Bulkley Model. Norwegian University of Science and Technology. Trondheim [Tesis de maestría] 66 p.
70. HATSCHEK, E. 1928: *The Viscosity of Liquids*. G. Bell and Sons, New York, 239 p.
71. HECHAVARRÍA, J. 2009: Optimización del diseño de redes de distribución de agua bajo criterios técnico-económicos. Universidad de Holguín. Cuba [Tesis doctoral] 105 p.
72. HERNÁNDEZ, G. 2016: Modelación de los parámetros reológicos de las pulpas lateríticas y su influencia en el sistema de bombeo. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis doctoral] 100 p.
73. HERNÁNDEZ, G.; LEGRÁ, A.; RAMÍREZ, B. & PÉREZ, L. 2017: Modelos matemáticos para pronosticar parámetros reológicos de hidromezclas lateríticas. *Minería y Geología* 33(4): 384-400.
74. HERSCHEL, W. & BULKLEY, R. 1926: Measurement of consistency as applied to rubber-benzene solutions. *Proceeding of American Society of Testing Material* 26(2): 621-633.
75. HEYWOOD, N. & CHENG, D. 1984: Comparison of Methods for Predicting head loss in turbulent pipe flow of non-Newtonian fluids. *Transactions of the Institute Measurement and Control* 6(1): 33-45.
76. HOUMAN, J. & JHONSON, B. 2003: Commissioning and Operation of the Paste Thickning Farm at Kimberley Combined Treatment Plant. En: Proceedings International Seminar on Paste and Thickened Tailings. [Memorias] Melbourne, Australia, 14-16 mayo.

77. Hu, S. 2006: *Fluid-Solid Transport in Ducts: Slurry Flows*. Multiphase Flow Handbook, Boca Raton, 1156 p.
78. HUANG, X. & GARCIA, M. H. 1998: A Herschel-Bulkley model for mud flow down a slope. *Journal of Fluid* 374: 305-333.
79. IBARZ, J. & BARBOSA, G. 2001: Transporte de alimentos fluidos a través de tuberías. Universidad de las Américas. Puebla, México [Tesis de diploma] 60 p.
80. IZQUIERDO, R. & NIKOLAEV, A. 1995a: Investigación de los parámetros y regímenes racionales de hidrotransporte de las pulpas lateríticas aplicables a las condiciones de explotación de la Empresa Comandante Pedro Sotto Alba. *Minería y Geología* 12(1): 57-59.
81. IZQUIERDO, R. & PÉREZ, R. 1995b: Investigación de los parámetros y regímenes racionales de hidrotransporte de las pulpas lateríticas aplicables a las condiciones de explotación de la Empresa Comandante Pedro Sotto Alba. *Minería y Geología* 12(2): 31-36.
82. JHONSON, B. & VIETTI, J. 2003: The design of a Co-Thickened Slimes Disposal System for Kimberley CTP. En: Proceedings International Seminar on Paste and Thickened Tailings. [Memorias] Melbourne, Australia, 14-16 mayo.
83. KARASSIK, I. J.; MESSINA, J. P.; COOPER, P. & HEALD, C. 2001: *Pump Handbook*. 3 ed. McGraw-Hill, United States of America, 1789 p.
84. KASATKIN, A. 1985: *Operaciones básicas y aparatos en la tecnología química*. Editorial Pueblo y Educación, La Habana, 485 p.
85. KELESSIDIS, V. C.; DALAMARINIS, P. & MAGLIONE, R. 2011: Experimental study and predictions of pressure losses of fluids modeled as Herschel-Bulkley in concentric and eccentric annuli in laminar, transitional and turbulent flows. *Journal of Petroleum Science and Engineering* 77: 305-312.
86. KENNETH, J. 2000: *Bombas: selección, uso y mantenimiento*. McGraw-Hill, México, 371 p.
87. KOTZÉ, R.; HALDENWANG, R.; FESTER, V. & RÖSSLE, W. 2015: In-line rheological characterisation of wastewater sludges using non-invasive ultrasound sensor technology. *Water SA* 41(5): 683-690.

88. LAHIRI, S. & GHANTA, K. 2010: Slurry Flow Modelling by CFD. *Chemical Industry & Chemical Engineering Quarterly* 16(4): 295-308.
89. LAURENCIO, H. 2007: Método de cálculo para el transporte de emulsión de petróleo crudo cubano por tuberías. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis de maestría] 71 p.
90. LAURENCIO, H. 2012: Método para la determinación de parámetros racionales de transporte por tuberías del combustible cubano crudo mejorado 650. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis doctoral] 100 p.
91. LAURENCIO, H. & DELGADO, Y. 2008: Influencia de la temperatura en las propiedades reológicas de la emulsión de petróleo pesado. *Minería y Geología* 24(2)
92. LEGRÁ, A. & SILVA, O. 2011: *La investigación científica: Conceptos y Reflexiones*. Editorial Félix Varela, La Habana, 445 p.
93. LÓPEZ, J. 2014: Diseño hidráulico de un sistema gravimétrico para relaves mineros con un caudal de 202 m<sup>3</sup>/h y 220 m de desnivel. Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima [Tesis de diploma] 94 p.
94. LÓPEZ, J. M. 2017: Caracterización experimental del factor de fricción y la rugosidad hidráulica en tuberías de acero al carbono con costura y sin costura. Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima [Tesis de maestría] 134 p.
95. LTD, W. I. 2001: *Warman Slurry Pumping Handbook*. Warman International, Australasian, 82 p.
96. MALIN, M. R. 1998: Turbulent Pipe Flow of Herschel-Bulkley Fluids. *International Communications in Heat and Mass Transfer* 25: 321-330.
97. MARTÍNEZ, C. 2016: Rediseño del sistema hidráulico para el suministro de agua potable a una casa habitación a través de tanques hidroneumáticos. Instituto Politécnico Nacional. México [Tesis de diploma] 119 p.
98. MARTÍNEZ, R. 2009: Caracterización de las propiedades físico-mecánicas del Cieno Carbonatado para el perfeccionamiento de su hidrotransporte por tuberías. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis de maestría] 79 p.
99. MARTÍNEZ, R. & HERNÁNDEZ, G. 2015: Caracterización reológica de pulpas de cieno carbonatado. *Minería y Geología* 31(4): 70-83.

100. MARTÍNEZ, R.; IZQUIERDO, R. & POMPA, M. 2014: Pérdida de carga durante el transporte en régimen laminar de pulpas de cieno carbonatado. *Minería y Geología* 30(1): 80-94.
101. MARTÍNEZ, V. & RIAÑO, F. 2018: Deducción analítica de las curvas características de las bombas rotodinámicas en serie. *Ingeniería Hidráulica y Ambiental* 39(1): 98-111.
102. MARTÍNEZ, Y. 2011: Metodología para el diseño hidráulico de las estaciones de bombeo para acueducto. Instituto Superior Politécnico “José Antonio Echeverría” (Cujae). La Habana, Cuba [Tesis doctoral] 106 p.
103. MASSEY, B. S. & WARD, A. J. 2011: *Mechanics of Fluids*. 9 ed. Spon Press, London, New York, 744 p.
104. MATAIX, C. 1993: *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. 2 ed. Ediciones del Castillo S. A., Madrid, 660 p.
105. MATOS, L. 2016: Operación eficiente de los sistemas de bombeo para las pulpas lateríticas en la Empresa Pedro Sotto Alba. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis de diploma] 70 p.
106. MAY, A. 2016: Numerical Simulation and Experimental Study of Reelwell's Heavy over Light Solution in Vertical Well Sections. University of Stavanger. Noruega [Tesis de maestría] 169 p.
107. McCABE, W. L.; SMITH, J. C. & HARRIOT, P. 1991: *Operaciones unitarias en Ingeniería Química*. 4 ed. McGraw-Hill, España, 1121 p.
108. MEHTA, D.; THOTA, A. K.; LIER, J. & CLEMENS, F. 2018: Sensitivity Analysis of a Wall Boundary Condition for the Turbulent Pipe Flow of Herschel-Bulkley Fluids. *Water* 11(19): 1-19.
109. MÉNDEZ, O. & LÓPEZ, N. 1984: *Flujo de Fluidos y Separaciones Mecánicas*. Ediciones del ISPJAE, La Habana, 137 p.
110. METZNER, A. & PARK, M. 1964: Turbulent flow characteristics of viscoelastic fluids. *Journal of Fluid Mechanics* 20(3): 291-303.
111. METZNER, A. & REED, J. 1955: Flow of non-newtonian fluids-correlation of the laminar, transition, and turbulent-flow regions. *AIChE Journal* 1(4): 434-440.

112. MILLER, I.; FREUND, J. & JHONSON, R. 2005: *Probabilidades y estadísticas para ingenieros*. Volumen I y II. 4 ed. Prentice-Hall Hispanoamericana S.A., México, 624 p.
113. MITCHELL, S.; MYERS, T. & SLATTER, P. 2007: An asymptotic analysis of the laminar-turbulent transition of yield stress fluids in pipes. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 66(1): 1-19.
114. MONTGOMERY, D. 2004: *Diseño y análisis de experimentos*. Editorial Félix Varela, La Habana, 325 p.
115. MORAGA, N.; PACHECO, P. & VÉLIZ, J. 2013: Flujo turbulento de pulpas mineras en tuberías con transporte de sólidos en fluidos no newtonianos. En: ESSS Conference & Ansys Users Meeting. [Memorias] Hotel Atton Vitacura, Santiago, Chile, 18-19 abril, 1-41.
116. MOTT, R. L. 2006: *Mecánica de fluidos*. 6 ed. Pearson Educación, México, 644 p.
117. MYERS, T.; MITCHELL, S. & SLATTER, P. 2017: An asymptotic analysis of the laminar-turbulent transition of yield stress fluids in pipes. *Journal of Physics* 811: 1-14.
118. NAYYAR, M. L. 2000: *Slurry and Sludge Piping. Piping Handbook*. 7 ed. McGraw-Hill, New York.
119. NEKRASOV, B. 1986: *Hidráulica*. Editorial Pueblo y Educación, La Habana, 432 p.
120. NEWITT, D. M.; RICHARDSON, J. F.; ABBOT, M. & TURTLE, R. B. 1955: Hydraulic Conveying of Solids in Horizontal Pipes. *Transactions of the Institution of Chemical Engineers* 33: 93-113.
121. NOUAR, C. & FRIGAARD, I. 2001: Nonlinear stability of Poiseuille flow of a Bingham fluid. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 100(1): 127-149.
122. NTAMBA, B. M. 2011: Non-Newtonian pressure loss and discharge coefficients for short square-edged orifice plates. Cape Peninsula University of Technology. Cape Town [Tesis de maestría] 143 p.

123. OCÓN, A. R. 2005: Resistencia al flujo en escurrimientos turbulentos completamente desarrollados conducidos por canales abiertos. Universidad Nacional Autónoma de México. Ciudad Universitaria [Tesis de maestría] 130 p.
124. OLÁN, J. 2018: Propuesta para el diseño de un separador bifásico a baja presión como uso didáctico para el área de ingeniería petrolera. CIATEQ. Villahermosa, Tabasco [Tesis de maestría] 87 p.
125. PATERSON, A. 2011: The pipeline transport of high density slurries: a historical review of past mistakes, lessons learned and current technologies. *Mining Technology* 121(1): 37-45.
126. PEIXINHO, J.; NOUAR, C.; DESAUBRY, C. & THERON, B. 2005: Laminar transitional and turbulent flow of yield stress fluid in a pipe. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 128(2): 172-184.
127. PEKER, S. 2007: *Solid-Liquid Two Phase Flow*. Elsevier Science, United States of America, 534 p.
128. PÉREZ, L. 2004: Efecto de la temperatura y de la distribución de tamaño de las partículas sobre la correlación entre las propiedades reológicas y coloidequímicas de las suspensiones lateríticas. Universidad de Oriente. Santiago de Cuba [Tesis de maestría] 73 p.
129. PÉREZ, L. 2010: Modelo matemático que correlaciona los principales factores de influencia sobre el comportamiento reológico de las pulpas lateríticas. Universidad de Oriente. Santiago de Cuba [Tesis doctoral] 111 p.
130. PÉREZ, L.; CARDERO, Y.; LAMOTH, Y. & GARCELL, L. 2008: Estudio del comportamiento reológico de una suspensión industrial de laterita. *Tecnología Química* 18(1): 22-23.
131. PÉREZ, O.; MONTERO, D. & LAURENCIO, C. 2016: Diseño hidráulico para el sistema de transporte de colas en la Empresa “Comandante Pedro Sotto Alba”. En: VI ENERMOA. [Memorias] Moa, Cuba, 9-11 noviembre, 49 - 67.
132. RETIRADO, Y. 2012: Modelación matemática del proceso de secado natural de las menas lateríticas. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis doctoral] 99 p.

133. REYNOLDS, O. 1883: An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinous, and of the law of resistances in parallel channels. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London* 174: 935-982.
134. REZA, G. 2000: *Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías*. McGraw-Hill, New York, 215 p.
135. RODRÍGUEZ, M. 2013: Cálculo verificativo de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis de diploma] 75 p.
136. RODRÍGUEZ, M. 2017: Determinación del gradiente de presión en el hidrotransporte de pulpa laterítica. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis de maestría] 109 p.
137. RODRÍGUEZ, M.; IZQUIERDO, R.; MONTERO, R. & WILLIAMS, M. 2016: Cálculo del gradiente de presión en el hidrotransporte de pulpa laterítica en régimen laminar a través de una tubería horizontal. *Minería y Geología* 32(4): 49-62.
138. RODRÍGUEZ, M.; RODRÍGUEZ, I.; IZQUIERDO, R. & ANGULO, H. 2019: Factor de fricción de la pulpa laterítica considerada como fluido Herschel-Bulkley en régimen de flujo laminar. *Minería y Geología* 35(1): 113-125.
139. ROMERO, C. P. 2018: Floculación y viscosidad de suspensiones de sílice coloidal en presencia de sales de agua de mar. Universidad de Concepción. Chile [Tesis de diploma] 72 p.
140. ROSA, Y. 2018: Coeficiente de corrección de carga para transporte de hidromezcla laterítica. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis de maestría] 69 p.
141. RUDMAN, M. & BLACKBURN, H. 2006: Direct numerical simulation of turbulent non-Newtonian flow using a spectral element method. *Applied Mathematical Modelling* 30: 1229-1248.
142. RUDMAN, M. & BLACKBURN, H. 2012: Turbulence Modification in Shear Thinning Fluids: Preliminary Results for Power Law Rheology. En: 18 th Australasian Fluid Mechanics Conference. [Memorias] Launceston, Australia, 3-7 diciembre, 1-4.

143. RUDMAN, M.; BLACKBURN, H.; GRAHAM, L. & PULLUMAN, L. 2001: Weakly Turbulent Pipe Flow of a power Law Fluid. En: Australasian Fluid Mechanics Conference. [Memorias] Adelaide, Australia, 10-14 diciembre, 925-928.
144. SABLÓN, L. E. & RODRÍGUEZ, M. 2018: Cálculo del gradiente de presión en el hidrotransporte de un aceite lubricante SAE 40 en régimen laminar a través de una tubería horizontal. *Ciencia & Futuro* 8(3): 73-89.
145. SELLIN, R.; HOYT, W. & SCRIVENER, O. 1982a: The effect of drag reducing additives on fluid flow and their Industrial. *Journal Hydraulic Research* 20: 29-68.
146. SELLIN, R.; HOYT, W. & SCRIVENER, O. 1982b: Present applications and future proposals. *Journal Hydraulic Research* 20: 292-353.
147. SHAMES, I. H. 1995: *Mecánica de fluidos*. 3 ed. McGraw-Hill, Colombia, 850 p.
148. SHASHI, M. 2004: *Piping calculation manual*. Mc Graw-Hill, New York, 659 p.
149. SINGH, J.; RUDMAN, M.; BLACKBURN, H. M.; CHRYSS, A.; PULLUM, L. & GRAHAM, L. 2016: The importance of rheology characterization in predicting turbulent pipe flow of generalized Newtonian fluids. *Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics* 232: 11-21.
150. SKELLAND, A. 1970: *Non-Newtonian Flow and Heat Transfer*. Edición Revolucionaria, La Habana, 400 p.
151. SLATTER, P. 1995a: Transitional and turbulent flow of non-Newtonian slurries in pipes. University of Cape Town. Republic of South Africa [Tesis doctoral] 172 p.
152. SLATTER, P. 1995b: The turbulent flow of non-Newtonian slurries in pipe. En: 8th Conference on Transport and sedimentation of solid particles. Prague, A3.
153. SLATTER, P. 1996: Reynolds number for yield pseudoplastic and Bingham plastic fluids. *Hydrotransport* 13: 97-113.
154. SLATTER, P. 1997: The role of the yield stress on the laminar/turbulent transition. En: 9th International Conference on Transport and Sedimentation of Solid Particles. [Memorias] Cracow, Poland, 2-5 septiembre, 547-561.
155. SLATTER, P. 1999a: The role of rheology in the pipelining of mineral slurries. *Mineral Processing and Extractive Metallurgy Review* 20: 281-300.

156. SLATTER, P. 1999b: The laminar/turbulent transition prediction for non-Newtonian slurries. En: International Conference Problems in Fluid Mechanics and Hydrology. [Memorias] Czech Republic, Prague, 23-26 junio, 247-256.
157. SLATTER, P. 2004: The hydraulic transportation of thickened sludges, Proceedings of the 2004 Water Institute of Southern Africa (WISA). En: Biennial Conference. [Memorias] Cape Town, South Africa, 2-6 mayo, 1311-1315.
158. SLATTER, P. 2005: Tailings Transport-Back to Basics!; Invited Keynote Address. En: International Seminar on Paste and Thickened Tailings. [Memorias] Santiago, Chile, 20-22 abril, 165-176.
159. SLATTER, P. 2006: Plant design for slurry handling. *The Journal of The Southem African Institute of Mining and Metallurgy* 106: 687-692.
160. SLATTER, P. & LAZARUS, J. 1993: Critical flow in slurry pipe-lines. Hydrotransport 12. En: 12th International Conference on Slurry Handling and Pipeline Transport. [Memorias] Brugge, Bélgica, 28-30 septiembre, 639-654.
161. SLATTER, P. & WASP, J. 2000: The laminar/turbulent transition in large pipes. En: 10th International Conference on Transport and Sedimentation of Solid Particles. [Memorias] Wroclaw, Poland, 4-7 septiembre, 389-399.
162. SOCHI, T. 2007: Pore-Scale Modeling of Non-Newtonian Flow in Porous Media. Imperial College London. South Kensington, Londres [Tesis doctoral] 123 p.
163. SOCHI, T. 2010: Flow of Non-Newtonian Fluids in Porous Media. *Journal of Polymer Science Part B* 48(2): 2437-2467.
164. STEFFE, J. 1996: *Rheological methods in food process engineering*. 2 ed. Freeman Press, 428 p.
165. STREETER, V. L. 1970: *Mecánica de los fluidos*. McGRAW-HILL, México, 747 p.
166. SWAMEE, P. & AGGARWAL, N. 2011: Explicit equations for laminar flow of Herschel-Bulkley fluids. *The Canadian Journal of Chemical Engineering* 89: 1426-1433.
167. TOMITA, Y. 1959: The Broyden method is actually an improved newton Raphson iteration. *Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers* 2(10): 469-474.

168. TORABI, R. & NOURBAKHS, S. A. 2016: The Effect of Viscosity on Performance of a Low Specific Speed Centrifugal Pump. *International Journal of Rotating Machinery* 2016: 1-9.
169. TURIAN, R. & YUAN, T. 1971: Pressure Drop Correlation Pipeline Flow of Solid Liquid Suspensions. *AIChE Journal* 17(4): 809-817.
170. TURIÑO, I. M. 1996: Procedimientos metodológicos para el diagnóstico operacional en sistemas de bombeo mediante modelos matemáticos. Universidad Central de las Villas “Marta Abreu”. Santa Clara, Cuba [Tesis doctoral] 114 p.
171. TURRO, A. 2002: Estudio del hidrotransporte de las colas en el proceso carbonato amoniacal. Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis doctoral] 95 p.
172. TURRO, A.; IZQUIERDO, R. & GARCELL, L. 2008: Parámetros y regímenes del hidrotransporte de colas lateríticas en el proceso Caron. *Minería y Geología* 24(4): 1-13.
173. VÉLEZ, J. 2003: *Apuntes de los Cursos: Ingeniería de Alimentos I, II y III. Cursos de la Licenciatura en IA*. Universidad de las Américas, Puebla, México.
174. VIERA, R.; LÓPEZ, S. & NOEMÍ, M. 1988: *Modelación matemática para ingenieros químicos*. Editorial Pueblo y Educación, La Habana, 240 p.
175. VIKTOROVITSJ, D. 2015: Evaluation of Rheology and Pressure Losses for Oil-based Drilling Fluids in a Simulated Drilling Process. Norwegian University of Science and Technology. Trondheim [Tesis de diploma] 55 p.
176. VILLARROEL, L. F. 2015: Simulación numérica de un flujo de agua a través de una válvula tipo mariposa de doble excentricidad. Pontificia Universidad Católica del Perú. Lima [Tesis de maestría] 96 p.
177. WASP, E.; KENNY, J. & GANDHI, R. 1977: *Solid-Liquid Flow: Slurry Pipeline Transportation*. Transactions Technical Publications, New York, 224 p.
178. WHITE, F. 2011: *Fluid Mechanics*. 7 ed. McGraw-Hill, New York, 532 p.
179. WILSON, K. 1996: Laminar-turbulent transition locus for power law non-Newtonians. *Hydrotransport* 13: 61-74.

180. WILSON, K.; ADDIE, G.; SELLGREN, A. & CLIFT, R. 2006: *Slurry Transport Using Centrifugal Pumps*. 3 ed. Springer, New York, 432 p.
181. WILSON, K. & THOMAS, A. 1985: A new analysis of the turbulent flow of non-Newtonian fluids. *The Canadian Journal of Chemical Engineering* 63(4): 539-546.
182. WILLIAMS, M. 2016: Determinación de la velocidad crítica en el transporte de la pulpa laterítica en la fábrica "Pedro Sotto Alba". Instituto Superior Minero Metalúrgico. Moa [Tesis de diploma] 62 p.

## ANEXOS

**Anexo 1.** Estación experimental de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.

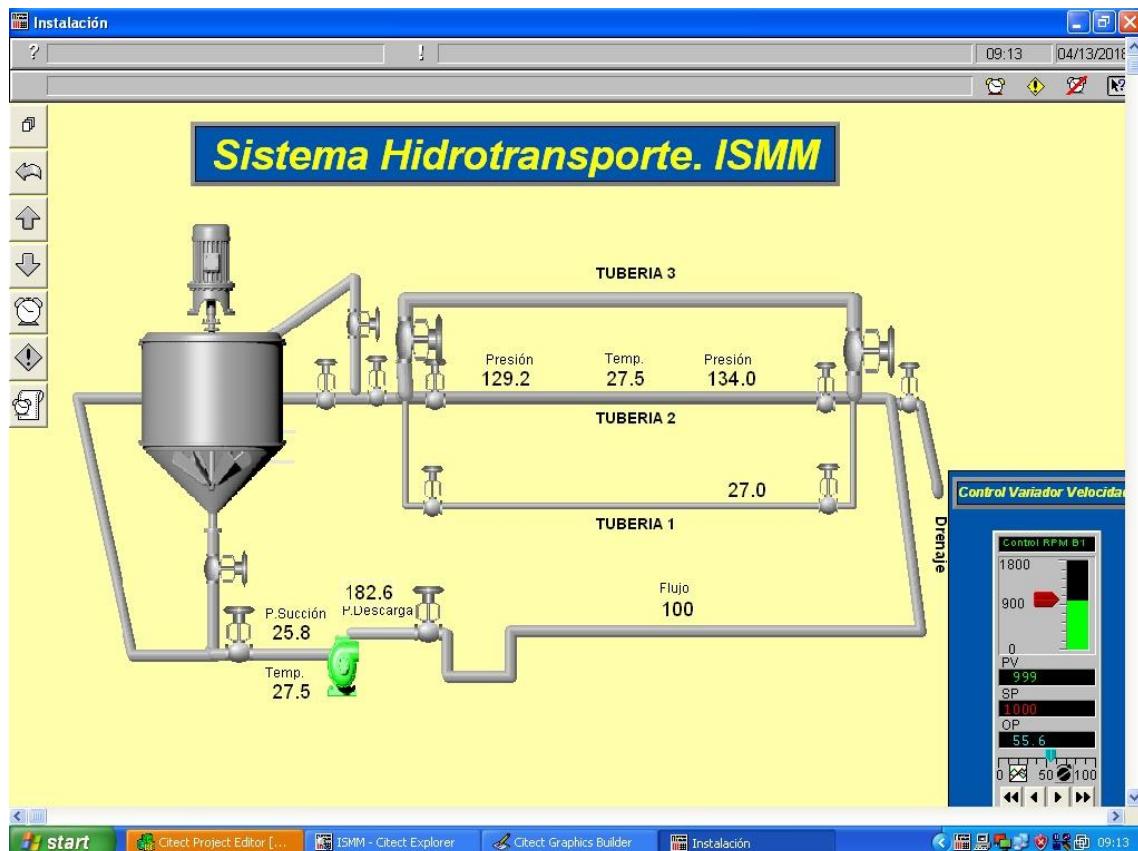


Figura 1. Esquema de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMM.

**Anexo 2.** Autómata programable Simatic S7 300 conectado a una red de comunicación Ethernet.



Figura 1. Medios para procesar la información de las corridas a una PC.

**Anexo 3.** Instrumentación de la instalación semi-industrial del ISMMM.

Figura 1. Instalación semi-industrial del ISMMM.

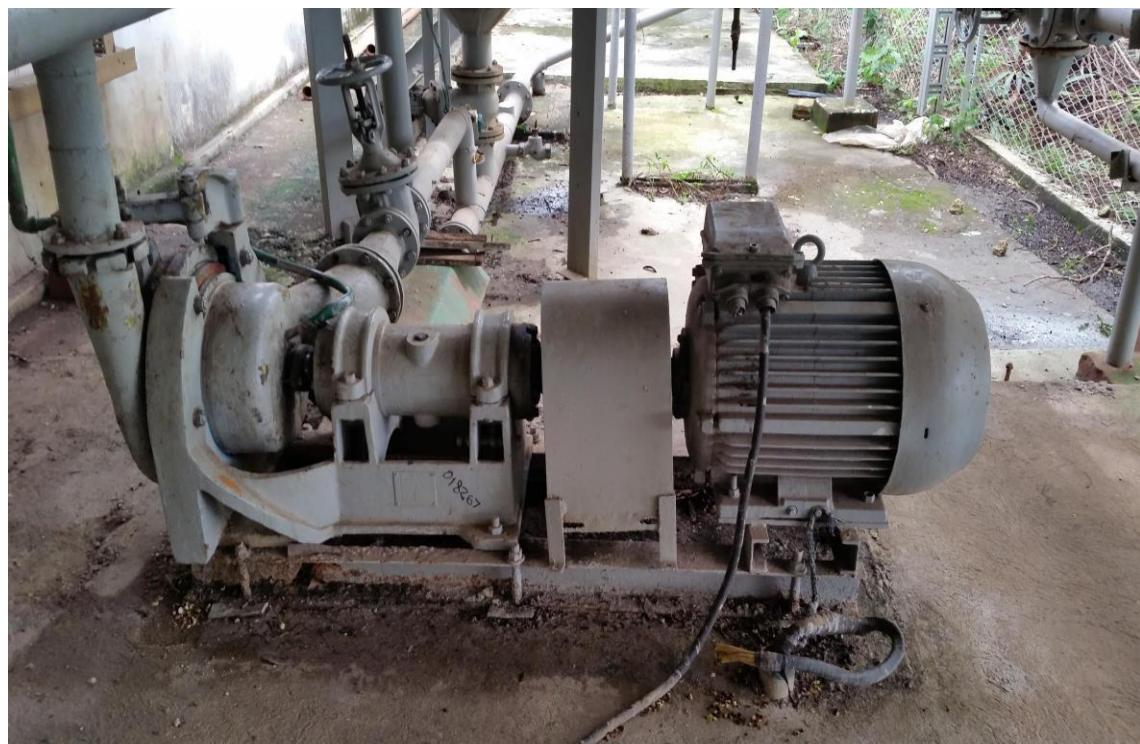


Figura 2. Bomba centrífuga nG.

### 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 autómata 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...20 mA

Alcance de medida: 0,01....1 bar

Límites de sobrecarga: -1....6 bar

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).

### Termo Resistencia PT-100 "sa TERMIBEL N.V"

Cuya medición está basada en la propiedad que poseen todos los conductores de variar su resistencia en función de la temperatura. La resistencia eléctrica aumenta con el crecimiento de la temperatura y entonces hablamos de coeficiente de temperatura positivo PTC (Positive Temperature Coeficient), esto por ejemplo con las termo resistencias de platino.

Réf: T Co 61- 2009

PAVE. DU ROEULX Z.1.

B-7110 STREPY-BRACQUEGNIES Marca: ISO 9001

Type: Pt 100

Range: 0/100 °C

s.n.: T-40



(Catálogo facilitado por el fabricante " USM- Instrumentación y Automatización-Sem. I 2005 y datos sacados de la Chapilla Técnica del Equipo).

## Flujómetro



Está diseñado para medir un flujo máximo de 200 m<sup>3</sup>/h.

## Densímetro DT 301 (Density Transmitter)

Con una exactitud de  $\pm 0,1 \%$ . Este transmisor es un instrumento desarrollado para la medición continua, en una línea de concentración líquida y densa, directamente en el proceso industrial. Está diseñado para las aplicaciones de mando de proceso, los transmisores generan una señal de 4-20 mA proporcional a la concentración de la densidad.

Marca: Smar

Tipo: DT 301

Serial No: 3794-08

Temp. 60 °C máx

Vmáx. 30 Vdc

Imáx. 110 mA



(Catálogo facilitado por el fabricante " DT301 SMART CONCENTRATION/DENSITY TRANSMITTER y datos sacados de la Chapilla Técnica del Equipo).

### **Medidor de nivel BM 700 (Level-Radar)**

Sirve exclusivamente para la medición del nivel, de la distancia, del volumen y para la medición por reflexión de líquidos, pastas, lodos, mercancías a granel y cuerpos sólidos en recipientes. El instrumento tiene una exactitud de  $\pm 0,05\%$ , con clase de protección IP 67. Marca: KROHNE.

Fabricado: Duesburg Germany

Altura del tanque (rango medio) 0,5 m a 20 m (1,64 pies a 65,6 pies)

Precisión de la medida (distancia) desde 1 m (3,3 pies):  $\pm 1\text{ cm}$ , hasta 3,3 m (10,8 pies):  $\pm 0,3\%$

Código: C E 0682

Versión: 5.05

Vk-Auftrag: 886085/010

Serien-Nr: 8/348465.002

Baujahr: 2008

Manufact: 160120080623

Hilfsenergie: 24V DC/AC

Ausgangssignale: 4...20 mA HART



(Catálogo facilitado por el fabricante " Installation and operating instructions Level-Radar BM 700 y datos sacados de la Chapilla Técnica del Equipo).

**Anexo 4.** Análisis reológico de la pulpa laterítica cruda.

Tabla A1. Resultados reológicos de la muestra de pulpa laterítica (Rosa 2018).

<b>Gradiente de velocidad (<math>s^{-1}</math>)</b>	<b>Esfuerzo cortante (Pa)</b>
231,6	152,89
139	115,9
83,3	88,24
58,43	71,96
29,92	52,11
17,93	39,48
10,7	29,07
6,45	21,48

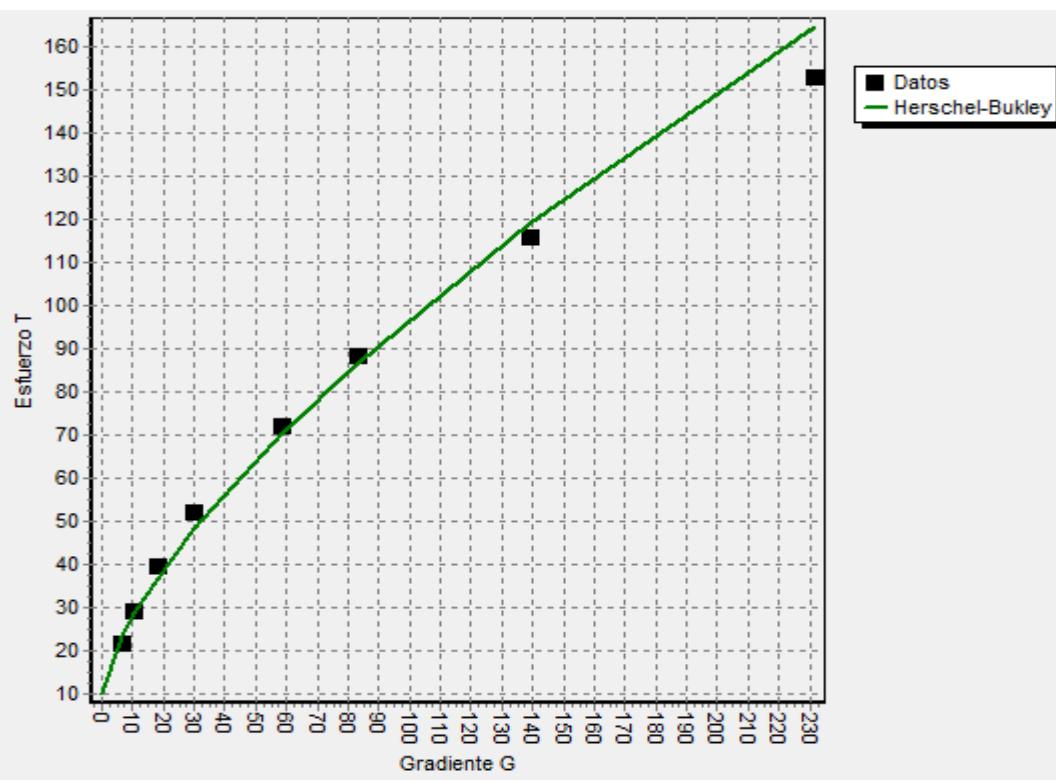


Figura 1. Curva de flujo de la pulpa laterítica (Rosa 2018).

Tabla A2. Parámetros reológicos según el modelo Herschel-Bulkley (Rosa 2018).

<b>% Sólidos</b>	$\tau_{rz} = \tau_0 + K\gamma^n$			
	$\tau_0$ (Pa)	K	n	R
41,93	9,96	3,7	0,68	0,995

**Anexo 5.** Velocidad de sedimentación de la pulpa laterítica cruda.

Tabla A1. Velocidad de sedimentación en función del porciento de sólido de la pulpa laterítica (Rodríguez 2017).

Porcentaje de sólidos en peso Wp, (%)	Concentración de la suspensión, (g/l)	Velocidad de sedimentación (m/s)
41	582,8	$4,63 \cdot 10^{-6}$

**Anexo 6.** Características constructivas de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM.

Tabla A1. Características de los elementos constructivos de la instalación semi-industrial.

<b>Líneas fundamentales (diámetros interiores)</b>		
Diámetros en impulsión de la bomba лG 126/25	Tubería de impulsión predominante	102 mm
	Tubería del flujómetro	102 mm
	Conducto rectangular de drenaje al tanque	537 mm
Diámetros en la succión de la bomba лG 126/25	Tubería de succión	102 mm
	Tubería de la salida del tanque	154 mm
<b>Longitudes de tuberías</b>		
Longitudes en la impulsión de la bomba лG 126/25	Tubería de impulsión de DN 100 con la descarga en la succión de la bomba	31,3 m
	Tubería de impulsión de DN 100 con la descarga al tanque	28,75 m
	Conducto rectangular de drenaje al tanque de diámetro equivalente 537	1,61 m
	Tubería de impulsión de DN 150 con la descarga en la succión de la bomba	27,69 m
	Tubería de impulsión de DN 150 con la descarga al tanque	25,16
Longitudes en la succión de la bomba лG 126/25	Tubería de succión DN 100	2,115 m
	Tubería de salida del tanque de DN 150	1,36 m
	Tubería de succión	3,475 m

**Anexo 7.** Coeficientes de pérdidas locales en la impulsión para la descarga al tanque.

Tabla A1. Coeficientes de pérdidas locales para la línea de impulsión de DN 100.

Accesorios en la línea de impulsión de DN 100	Cantidad	Coeficiente de resistencia $\xi$
Válvula de compuerta DN 100	2	0,136
Codo 90º DN 100	9	0,51
Ye DN 100	1	0,5
Te flujo desviado a 90º	1	1,02
Ensanchamiento	1	0,25

Tabla A2. Coeficientes de pérdidas locales para la línea de impulsión de DN 150.

Accesorios en la línea de impulsión de DN 150	Cantidad	Coeficiente de resistencia $\xi$
Válvula de compuerta DN 150	2	0,12
Codo 90º DN 150	2	0,45
Te flujo desviado a 90º	1	0,9