



REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECAÁNICA
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO DE DIPLOMA

En opción al título de Ingeniero Mecánico

Diseño de la estación de bombeo de colas de la Planta Lavaderos en la Empresa “Pedro Sotto Alba”

Autor: Deynel Montero Alvarez

Tutora: Ms. C. Olga Pérez Maliuk

Moa, Holguín
“Año 58 de la revolución”

Declaración de autoridad

Dando cumplimiento a lo establecido en el Convenio de Trabajo entre el Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa y la Empresa Moa Nickel S.A. – “Comandante Pedro Soto Alba” en el punto referente a confidencialidad, que expresa:

Confidencialidad: El ISMMM, los adiestrados, profesores, y sus representantes y otras personas naturales o Jurídicas vinculadas de una forma u otra a este Convenio acuerdan no utilizar, ni revelar ninguna información que sea suministrada por Moa Nickel.

Yo: Deynel Montero Alvarez autor de este Trabajo de Diploma titulado: Diseño de la estación de bombeo de colas de la Planta Lavaderos en la Empresa “Pedro Soto Alba” y la tutora Máster en Electromecánica: Olga Pérez Maliuk declaramos la propiedad intelectual de este al servicio del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa y a la Empresa “Comandante Pedro Soto Alba” para que dispongan de su uso cuando estimen conveniente.

Deynel Montero Alvarez

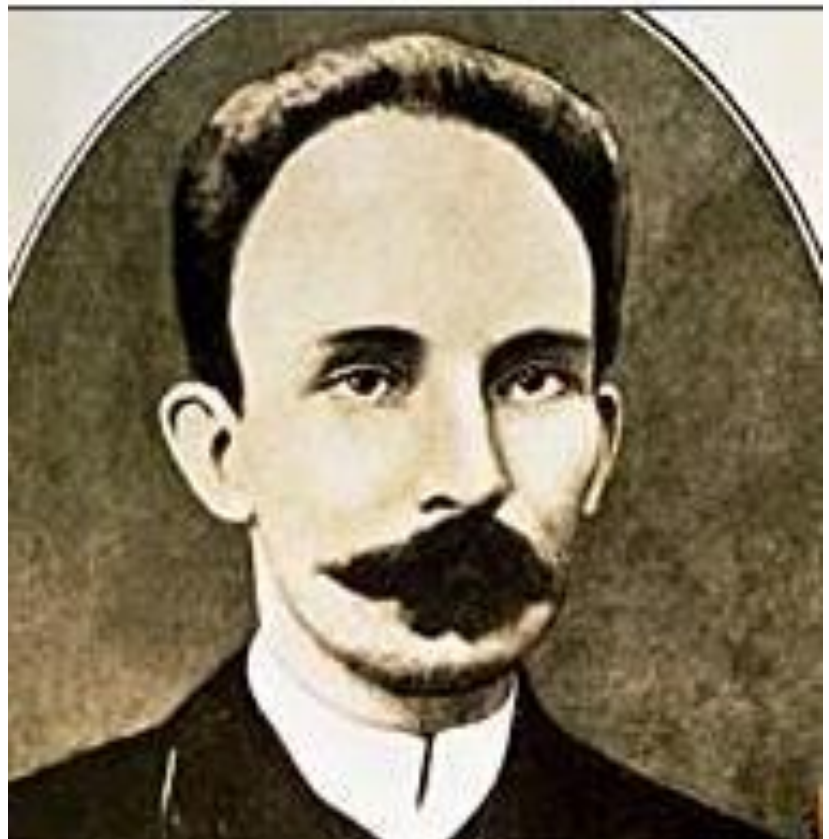
Ms. C. Olga Pérez Maliuk

Pensamiento

Los hombres crecen, crecen físicamente; de una manera visible crecen, cuando aprenden algo, cuando entran a poseer algo, y cuando han hecho algún bien.

José Martí

Ideario Pedagógico. La Habana, 1961.



Agradecimientos

Necesariamente se deben tener presente aquellas personas que por su constancia, dedicación y amor contribuyeron a la realidad que representa llegar hasta el final, y a un Ser que con su cuidado nos ayuda a vencer los obstáculos que aparecen en nuestro caminar.

Le agradezco este triunfo tan importante para mi vida a:

Mi Padre Celestial quien me sostiene con su brazo poderoso, me guarda del mal camino, me ayuda en las dificultades. Me ha dotado de sabiduría, muchas bendiciones y me ha regalado la salvación.

La Revolución Cubana por haberme dado la oportunidad de estudiar.

Mi familia por todo su apoyo incondicional, en especial **a mis padres**, mis abuelos, hermanos, primos y también **a mi tío Orlando Alvarez Romero** quien me regaló una computadora con la cual pude trabajar satisfactoriamente.

Mi tutora Ms. C. Olga Pérez Maliuk por apoyarme en la realización de este trabajo. También **al Dr. C. Héctor Luis Laurencio Alfonso** quien me brindó información y ayuda.

Mis profesores, que a lo largo de estos cinco años formaron en mí ese joven de conocimientos revolucionarios y técnicos. También agradezco a **todos mis compañeros de aula** a la hora de darnos lo mejor de sí, y apoyarnos mutuamente.

Mi supervisor Ing. Quinidio Guilarte Quiroga quien, junto a otros trabajadores de la Empresa “Comandante Pedro Sotto Alba”, me proveyó ayuda en la búsqueda de información necesaria concerniente a la investigación desarrollada.

Mis hermanos de la iglesia por su ayuda incondicional, quienes forman parte de esa gran familia de la fe.

A todos, muchas gracias.

Dedicatoria

En virtud del modesto esfuerzo que esas personas realizan en aras del bienestar de uno mismo y en total conformidad con mis sentimientos dedico este logro personal de manera especial al **Dios vivo** que existe en los cielos. También es extensiva la dedicatoria:

A la Revolución Cubana la cual me ha hecho posible alcanzar el nivel superior.

A mis padres Denny Montero Argüelles y Elena Odett Alvarez Romero por el amor que les profeso y por su apoyo en todo momento de mi vida; que ven en mí la posibilidad del triunfo.

A mis abuelos maternos y paternos, especialmente a Esmériða y Celandá quienes me aman como lo hacen mis padres. A la memoria **de mi abuelo Gaspar** quien me quiso mucho. A todos ellos por la importancia de sus consejos y el ejemplo me dan a seguir.

A mis hermanos Deynier, Dénise y Elizabeth y **a todos mis primos** por lo que representan en mi vida, por ser fuentes de constante inspiración en mi persona y por formar junto a mí y demás familiares el complemento idóneo para mi feliz existencia.

A todos los profesores quienes emprendieron la tarea de enseñarme muchos conocimientos y que han visto reflejado en mí el fruto de su arduo trabajo.

A mis familiares, hermanos de la Iglesia, amistades y compañeros de aula quienes me ayudaron de una forma u otra a lograr este resultado revelado en la categoría de Técnico Superior. De todo corazón les dedico este éxito.

A los compañeros de la Empresa “Comandante Pedro Sotto Alba” quienes brindaron su apoyo a fin de que fuera posible el desarrollo de esta investigación.

El autor

Resumen

En la presente investigación se realizó un estudio que permitió obtener la información acerca de la problemática existente en la estación de bombeo de colas de la Planta Lavaderos en la Empresa “Comandante Pedro Sotto Alba” relacionada a las frecuentes roturas de varios elementos de las bombas de dicha estación. Entre ellos se destacan los sellos mecánicos y revestimientos internos; dichas roturas se han percibido con más frecuencia en la bomba reforzadora 356 PU 1C. Se expusieron las propiedades físico mecánicas que caracterizan las colas de desecho y se empleó una metodología para efectuar el cálculo hidráulico del sistema, lo que permitió determinar el régimen de trabajo de la instalación de transporte de cola, a partir de las características reológicas de este fluido. Se llevó a cabo la propuesta de un nuevo diseño hidráulico basado en el bombeo escalonado con el cual, al disminuir la velocidad y presión del fluido, en la descarga de la bomba reforzadora, a los valores: 0,959 m/s y $6,94 \cdot 10^5$ Pa respectivamente se aminoran las averías relacionadas al desgaste del revestimiento debido a la abrasividad del fluido manejado. Con la disminución de las averías del mismo (seis en 2015) a dos por año se ahorraría aproximadamente 11 450,25 CUC. Cobra importancia el funcionamiento correcto de la instalación debido al impacto ambiental que posee la misma cuando ocurre el derrame de la cola al medioambiente.

Abstract

In the present work a research was developed in order to obtain all the data about the problems undergone by the tailings pumping station of the Counter Current Decantation Plant at the Plant Site "Comandante Pedro Sotto Alba" related to frequent failures in several elements of the pumps from such station. Some of these problems are mechanical seals and inner liners; these breakdowns occur more frequently in booster pump PU 356 1C. The physical-mechanical properties characterizing waste tailings were exposed as well as the methodology used for the hydraulic calculation of the system, this allowed determining the work regime of the tailings pumping facility, based upon the rheological characteristics of this fluid. Therefore, a new hydraulic design based on step pumping was proposed, which reduces all failures related to lining wear due to the abrasiveness of the handled fluid by decreasing the fluid speed and pressure in the booster pump discharge at these values: 0,959 m/s and $6,94 \cdot 10^5$ Pa respectively. By reducing the frequency of failures related to inner liners (from 6 breakdowns in 2015 to 2 per year), savings amounting to 11 450, 25 CUC would be obtained. The correct operation of the facility gains then paramount importance as it negatively impacts the environment whenever tailings are spilled.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN.....	1
CAPÍTULO 1: TEORÍA SOBRE SISTEMAS HIDRÁULICOS Y PARTICULARIDADES DE DISEÑO	5
1.1. Generalidades sobre el transporte hidráulico.....	5
1.1.1. Trabajos precedentes sobre sistemas de transporte hidráulico.....	7
1.2. Breve caracterización del proceso tecnológico de la Planta Lavaderos	9
1.2.1. Evacuación de la cola en la Planta Lavaderos.....	10
1.2.2. Caracterización de la cola de desecho (Góngora, 2011).....	12
1.3. Particularidades del análisis reológico	12
1.3.1. Cálculo del factor de fricción a partir de las características reológicas de la cola..	14
1.4. Generalidades sobre las bombas centrífugas	15
1.4.1. Especificaciones sobre los sellos mecánicos.....	17
1.4.2. Especificaciones sobre los revestimientos Neopreno	19
1.5. Características del diseño hidráulico en sistemas de bombeo	20
1.5.1. Características de las combinaciones en los sistemas de bombeo (Mott, 1996)...	20
1.5.2. Bombeo escalonado	21
CAPÍTULO 2: PROCEDIMIENTO TEÓRICO A PARTIR DE LAS CARACTERÍSTICAS REOLÓGICAS DE LA COLA DE DESECHO	24
2.1. Instrumentos de medición empleados.....	24
2.1.1. Calibración de los instrumentos	25
2.2. Metodología para el cálculo hidráulico del sistema de bombeo de colas	27
2.2.1. Velocidad del fluido.....	27
2.2.2. Determinación del factor de fricción en fluidos pseudoplásticos simples (Gardea, 2008)	27
2.2.3. Resistencia mecánica de la línea.....	29
2.2.4. Altura de carga de la red.....	30
2.3. Parámetros característicos de las turbomáquinas.....	31
2.3.1. Potencia hidráulica	31
2.3.2. Rendimiento hidráulico	32
2.3.3. Velocidad específica.....	33
2.3.4. Relación de transmisión.....	34
2.3.5. Criterio de semejanza.....	35

2.3.6.	Presión de descarga.....	35
2.3.7.	Comprobación de la condición de cavitación en la bomba centrífuga	36
2.4.	Costos asociados al sistema hidráulico	36
2.4.1.	Costo unitario de transportación	37
2.4.2.	Gasto horario de la bomba (costo variable)	37
2.4.3.	Costo de mantenimiento de la bomba.....	38
CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS. VALORACIÓN ECONÓMICA Y MEDIOAMBIENTAL.....		41
3.1.	Caracterización reológica de la cola	41
3.1.1.	Ajuste de las curvas de flujo según el procedimiento de Gardea (2008)	43
3.2.	Obtención de la curva de la red	44
3.2.1.	Magnitud de los coeficientes de pérdidas locales	45
3.2.2.	Parámetros fundamentales de la curva de la red.....	47
3.3.	Cálculo de los parámetros característicos de las turbomáquinas.....	48
3.3.1.	Determinación de la potencia y rendimiento del sistema.....	51
3.3.2.	Cálculo de la velocidad específica	53
3.4.	Diseño del bombeo escalonado	54
3.4.1.	Nuevos puntos de descarga	56
3.5.	Valoración económica	57
3.5.1.	Evaluación del costo unitario de transportación	57
3.5.2.	Evaluación del costo de mantenimiento de la bomba	59
3.6.	Impacto medioambiental.....	60
3.6.1.	Efectos ambientales en la instalación de bombeo de colas	60
3.6.2.	Medidas constructivas para eliminar estos problemas	60
CONCLUSIONES GENERALES.....		63
RECOMENDACIONES		64
BIBLIOGRAFÍA.....		65
ANEXOS.....		68

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

A nivel mundial las grandes industrias constituyen una rama fundamental para cualquier país que se proyecte en crecer económicamente. Muestra de lo anterior es posible verlo en Cuba, país que sostiene, entre otras, la industria de producción de Níquel; elemento de la naturaleza de gran importancia por sus características fisicoquímicas y mecánicas. El sector del Níquel en Cuba posee fábricas que emplean ciertos procesos en los que están presentes los sistemas de transporte de fluidos.

Una de las industrias niqueleras que utiliza el transporte hidráulico es la Empresa “Comandante Pedro Sotto Alba”, fundada en el municipio Moa de la provincia Holguín el 2 de noviembre de 1994 por el Ministerio de Industria Básica del país. Esta fábrica es parte de una compañía mixta cubano – canadiense (Moa Nickel S.A.) y su objeto social consiste en la producción de sulfuros mixtos de Níquel y Cobalto así como su exportación al menor costo de producción. Por tal razón es de gran importancia el estudio de sus instalaciones, con la finalidad de hacer un uso más racional de sus capacidades instaladas y contribuir al aumento de la eficiencia de los procesos productivos.

Esta Empresa metalúrgica procesa minerales lateríticos mediante la tecnología de lixiviación ácida a presión para obtener sulfuros de Níquel más Cobalto. Estos productos semielaborados se obtienen por la acción de siete plantas de proceso continuo; ellas son: preparación de pulpa, lixiviación, lavaderos, neutralización, precipitación de sulfuros, secado y envase. (Hernández et al., 1983).

En la Planta Lavaderos se recibe, desde la Planta Lixiviación, una pulpa acuosa formada por la unión de los sulfuros de níquel más cobalto, ácido sulfúrico y pequeñas cantidades de otros minerales. Esta pulpa se somete a un proceso de lavado a contracorriente por decantación, en el que intervienen directamente 10 tanques sedimentadores, tres de alto régimen y siete convencionales, los cuales envían a Neutralización sobre los 1 022 m³/h (4 500 gpm) de licor, como promedio. Producto de la acción de lavado de la pulpa de mineral se genera un flujo residual llamado cola de desecho (suspensión de color pardo rojizo constituida por el mineral que ha sido lixiviado con ácido sulfúrico y lavado con agua).

Para evacuar este fluido y enviarlo a las afueras de la planta se ha diseñado una estación hidráulica compuesta por tres bombas centrífugas de alto régimen, conectadas a una red de tuberías de polietileno reforzado de alta densidad; material resistente al desgaste por rozamiento de las partículas erosivas del mineral. Al añadirse a la cola un flujo de agua residual de 124 m³/h (546 gpm) en el tanque de rechazo (Tailings Tank) para facilitar su bombeo, se logra trasegar aproximadamente 3 700 gpm (840 m³/h) de este fluido a la Presa de Colas.

Situación problemática:

En la Planta Lavaderos de la Empresa “Comandante Pedro Sotto Alba” se han percibido problemas en el diseño hidráulico del sistema de bombeo de colas, lo que ha conllevado a la interrupción, en varias ocasiones, del flujo tecnológico del área. Las averías más frecuentes han estado dirigidas, fundamentalmente, a los sellos mecánicos y a los revestimientos internos de las bombas de la estación, más frecuentes en la bomba 356 – PU – 1C. Se han percibido notables desgastes en los componentes del sello mecánico lo que ha dado lugar al derrame del fluido (cola) al exterior de la bomba. También las averías de los revestimientos, relacionadas al desgaste del material, han provocado el contacto del fluido abrasivo con el material de la carcasa de la bomba y, por consiguiente, el derrame de este al medio ambiente. Es importante destacar que la sustitución de estos elementos incurre en un valor aproximado a 19 736,84 CUC debido a los precios de los mismos en el mercado internacional.

En tal caso el **problema** lo constituye la existencia de frecuentes averías en el sistema de bombeo de colas ocasionadas por un deficiente diseño hidráulico que incide en el aumento de los costos económicos de la estación.

Como **Objeto de la investigación** se establece:

El sistema de bombeo de colas de la Planta Lavaderos en la Empresa “Comandante Pedro Sotto Alba”.

Se define como **Objetivo del trabajo**: Diseñar un sistema de bombeo que aumente la eficiencia productiva en el transporte de cola, con la disminución de las averías y los costos de la instalación.

Campo de acción:

Diseño de sistemas de bombeo.

Sobre la base del problema a resolver se presenta la siguiente **hipótesis**:

Con el análisis de las características reológicas de la cola, la evaluación de los parámetros de diseño del sistema actual y la implementación de un nuevo diseño hidráulico, basado en el bombeo escalonado o rebombeo, se podrán eliminar las frecuentes averías del sistema hidráulico, unido a la disminución de los costos en la instalación.

A continuación se definen los **Objetivos específicos**:

1. Analizar las características reológicas de la cola.
2. Evaluar diferentes propuestas de diseño para el sistema de bombeo.
3. Evaluar la instalación a partir del costo de bombeo teniendo en cuenta la tarifa horaria.

Para lograr el cumplimiento de los objetivos propuestos, se plantean las siguientes

Tareas del trabajo:

1. Sistematización de los conocimientos y teorías relacionadas con el objeto de estudio.
2. Análisis de propiedades de la cola tales como: reología y concentración de sólidos.
3. Realización de mediciones experimentales con manómetros para identificar el comportamiento de las presiones interna y de agua de sello de las bombas 356 PU 1 (A, B, C).
4. Aplicación de una metodología de cálculo para el diagnóstico dinámico de la instalación de bombeo.
5. Valoración económica y medioambiental del diseño propuesto.

CAPÍTULO 1

CAPÍTULO 1: TEORÍA SOBRE SISTEMAS HIDRÁULICOS Y PARTICULARIDADES DE DISEÑO

Introducción

Para el estudio de una instalación de bombeo es importante realizar una caracterización de los principales elementos que intervienen en el funcionamiento de la misma y del proceso tecnológico del cual forma parte. Teniendo como parte fundamental del trabajo la proposición de un nuevo diseño, basado en el rebombeo, es importante abordar los elementos a tener en cuenta para la evaluación de un diseño hidráulico determinado. En tal sentido se tiene como **objetivo del capítulo** realizar un análisis de la bibliografía existente que proporcione información sobre los sistemas de bombeo y sus componentes, así como las particularidades que intervienen en la realización de los diseños hidráulicos para dichas instalaciones.

1.1. Generalidades sobre el transporte hidráulico

El transporte de fluidos por tubería consiste en el traslado de sustancias de trabajo mediante un conducto, en muchos casos cilíndrico, de un determinado material y espesor. Para que esto sea posible generalmente interviene la acción de una máquina hidráulica, que toma el nombre de bomba cuando transfiere energía mecánica al fluido; o turbina cuando adquiere energía hidráulica del mismo. Su aplicación en la industria del Níquel está determinada en gran parte por las significativas ventajas que este presenta sobre los demás tipos de transporte como: los de canal o por medios motorizados. (Reyes, 2007).

A continuación citamos las ventajas más importantes:

1. Garantiza un proceso tecnológico continuo disminuyendo considerablemente el volumen de operaciones principales.
2. Eleva la productividad de trabajo.
3. Fácil mantenimiento mecánico.
4. Posibilita la automatización de todo el proceso de transportación.
5. Las instalaciones y equipos principales son relativamente pequeños y de poco peso.

6. Transporta por perfiles irregulares.



Figura 1.1. Red de tuberías para transporte de colas desde la fábrica “Comandante Pedro Sotto Alba” hasta la Presa de Colas

Fuente: Matos (2011)

Reyes (2007) declara que los materiales encontrados en la industria minera que han sido y están siendo transportados de forma pastosa, incluyen; mineral de hierro concentrado, níquel, cobalto, mineral de cobre, partículas de uranio, lana de oro, fango mineral y cola.

En la industria minero – metalúrgica se utilizan diversas formas de transportación de mineral. En la actualidad ha cobrado gran auge el transporte hidráulico mediante sistemas de bombeo, debido a la capacidad que tienen las turbomáquinas y máquinas volumétricas para el trasiego de fluidos hacia donde se desee transportar; de acuerdo a las especificaciones de cada grupo.

Irving (1995) expresa que una turbomáquina es un aparato en el cual el movimiento de un fluido no confinado (no atrapado) se altera por la potencia que ha sido transmitida desde el impelente (elemento principal) hasta el fluido. De acuerdo con Nekrasov (1986) las máquinas volumétricas realizan el desplazamiento discreto o periódico de determinados volúmenes de líquido (porciones) de la cavidad de aspiración a la descarga de la bomba con el aumento simultáneo de la presión.

1.1.1. Trabajos precedentes sobre sistemas de transporte hidráulico

Nekrasov (1986) analiza que la parte de la mecánica que estudia el equilibrio y el movimiento de los líquidos, así como la acción recíproca de las fuerzas del líquido y de los cuerpos sumergidos en él o las superficies que lo limitan se denomina hidromecánica.

Él determina entonces que una de las ramas de aplicación de la mecánica de los fluidos es la hidráulica. Esta se define generalmente como la ciencia que trata sobre las leyes del equilibrio y movimiento de los líquidos, y la aplicación de dichas leyes a la solución de problemas prácticos.

Desde fines del siglo XVIII y a lo largo del siglo XIX, la hidráulica se ve enriquecida por los estudios teóricos y experimentales de Henry Darcy, por su discípulo y continuador Henri Bazin y por el médico Jean Poiseuille, interesado en la circulación de la sangre lo que lo llevó al campo de la hidráulica.

Según Montero (2010) la primera aplicación reportada de la hidráulica se registra durante la fiebre de oro en California en 1850, posteriormente en 1889, donde fue patentado en Estados Unidos un sistema de transporte hidráulico de sólidos. El primer estudio académico fue elaborado por Nora Blatch en 1906 y la primera aplicación de transporte por tubería se realizó en Inglaterra en 1914. Durante la década de los 60 hubo un gran desarrollo técnico y académico de la tecnología, hasta que en 1986 surgieron las normas de transporte de pulpas: ANSI, ASME B 31 11.

Vennard (1986) denomina fluido a la sustancia que, bajo la acción de un esfuerzo cortante, se deforma continua e irreversiblemente. Los gases, vapores y líquidos, son fluidos por excelencia. No obstante, existen en la naturaleza algunos materiales de apariencia sólida (por ejemplo, la plastilina, la pasta dental y otros) que fluyen a través de conductos al ser sometidos a la acción de esfuerzos cortantes. Estos materiales, desde un punto de vista técnico, son fluidos ya que pueden deformarse continua e irreversiblemente.

Con frecuencia se realiza la transportación de flujos con propiedades no newtonianas, con un comportamiento pseudoplástico o características plásticas, con la aparición de esfuerzos cortantes iniciales en su movimiento por los dispositivos de transporte. En

dependencia de las condiciones de operación dichos flujos pueden ser laminares o turbulentos, con diferentes influencias de las características reológicas. (Darby, 2002).

Góngora (2011) realizó el estudio reológico para la cola de desecho que se obtiene en el proceso productivo de la Empresa Pedro Sotto Alba. En su investigación declara que el carácter no newtoniano es inicialmente pseudoplástico, pero, en la medida que aumenta la concentración de la fase sólida, la dispersión adquiere propiedades plásticas exhibiendo un esfuerzo cortante inicial. Una vez alcanzadas las características plásticas, el comportamiento puede ser inicialmente del tipo Bingham y, a concentraciones aún mayores, pasar a plástico real que sigue el modelo de Bulkley-Herschel.

Por otra parte Gardea (2008) presenta dos propuestas para el cálculo del bombeo de fluidos no newtonianos, con aplicación a los lodos residuales de plantas de tratamiento de aguas negras. Las propuestas se apoyan en métodos sugeridos por Levenspiel, en el año 1986, aplicables a fluidos Bingham plásticos y pseudoplásticos simples en cualquier tipo de régimen. Levenspiel señala que aun no se ha desarrollado la gráfica que relacione el factor de fricción con el número de Reynolds para cualquier material plástico, no es posible calcular directamente el Bingham pseudoplástico o plástico real, que es precisamente el tipo al que pertenecen los lodos residuales citados.

Welty (1976) y Bandala (2001) al efectuar una evaluación en una tubería recta en la que el flujo es del tipo laminar o viscoso, la resistencia se origina por el esfuerzo tangencial o cortante de la viscosidad entre las láminas o capas adyacentes y entre las partículas que se mueven en recorridos paralelos con diferentes velocidades. En la pared de la tubería las partículas se adhieren a ella y no tienen movimiento. Tanto las láminas como las partículas en movimiento en la tubería están sujetas a un esfuerzo cortante viscoso que disminuye conforme se aproximan al centro de la tubería, por lo que la variación de la velocidad a través de la tubería, está totalmente determinado por el esfuerzo viscoso entre las capas.

Ibarz et al. (2001) consideran que en el transporte por tuberías los costos son mínimos tanto de mantenimiento como de inversión. La carga y descarga viene a ser un proceso continuo que puede ser llevado a cabo automáticamente con un esfuerzo mínimo, esto

hace que se amortice el costo de las instalaciones. Por otra parte este tipo de transporte no tiene en cuenta las inclemencias del tiempo ni las condiciones del lugar a transitar, pero tiene sus desventajas donde se pudiera citar que el rendimiento de la tubería es constante y el del producto es logrado por la variación de los períodos de bombeo.

De acuerdo con Montero (2010) basándose en la naturaleza y el volumen del fluido transportado por unidad de tiempo las tuberías tienen que ser elaboradas de diversos materiales y de diversos diámetros. En la medida que el diámetro interior de la tubería sea mayor, ocurre la variación de algunos parámetros que guardan notable importancia respecto a la eficiencia total del sistema. A continuación se muestra que ocurre con los parámetros más importantes del sistema hidráulico al aumentar el área de la sección transversal o el diámetro de la tubería:

1. Disminuye la fricción del fluido con el interior de la tubería.
2. Disminuye la caída de presión del fluido al pasar por la tubería.
3. Aumenta el caudal o flujo volumétrico.
4. Pueden incrementar los costos económicos de la instalación hidráulica.

Montero (2010) realizó el cálculo hidráulico del sistema de bombeo de colas, considerando la cola de desecho como fluido plástico ideal y teniendo en cuenta el nivel 26 (altura estática en metros) de la Presa de Colas. En su análisis también aborda futuras condiciones de descarga, que para años posteriores al 2010, ascenderían al nivel 28.

1.2. Breve caracterización del proceso tecnológico de la Planta Lavaderos

Según Manual de Operaciones (2000), incluyendo las últimas modificaciones realizadas, la función fundamental de esta Planta es separar el Níquel y el Cobalto que se encuentra en el licor de la pulpa que sale del proceso extractivo de la Planta de Lixiviación.

La pulpa lixiviada con un 33 % de sólidos proveniente de la Planta de Lixiviación se recibe en la primera etapa de lavado (TK – 8). El sistema de lavado cuenta con 10 etapas, donde por decantación y lavado a contracorriente (CCD) es agotada la pulpa lixiviada de su contenido de Ni y Co en solución. El agua de lavado es añadida en la

última etapa en una proporción con relación al licor que acompaña a las colas (relación de lavado) de 2:1 (diseño), variándose en dependencia de las condiciones específicas del sistema.

En los espesadores (sedimentadores) la pulpa es llevada a un porcentaje de sólidos comprendido entre 48 y 52 %. El sistema está diseñado para obtener un 57 % de sólidos. La pulpa de fondo de los sedimentadores es transferida al siguiente espesador por medio de bombas centrífugas revestidas con goma. Antes de entrar al siguiente espesador, la pulpa antes mencionada es diluida con el licor (reboso) de la siguiente etapa de lavado; este proceso ocurre en el embudo de cada tanque, el cual ha sido diseñado para estos fines. Este proceso ocurre así a través de todo el sistema hasta la décima etapa en donde se le agrega agua. Todo el licor desde el tanque 7 (última etapa de lavado) pasa al tanque 8 (primera etapa de lavado) y la pulpa desde el tanque 8 hasta el tanque 7.

El licor ácido es bombeado desde el tanque 8 hasta la Planta de Neutralización. La descarga del tanque número 7 constituye el desecho de la planta, y el mismo ya ha sido despojado de la mayor parte del Níquel presente en el licor. Este desecho se conoce con el nombre de cola.

Posteriormente la cola es diluida con agua en el tailing para facilitar su bombeo, y luego es enviada a la Presa de Colas. En esta última y por medio de un sistema de diques, se acumula todo el licor que acompaña a las colas el cual es posteriormente bombeado al tanque 7 para ser utilizado en reposición del agua de lavado. Este licor rebombeado posee una concentración aproximada de 0,35 g/l de Ni y 0,030 g/l de Co, a temperatura ambiente. Con esta última operación no solo se ahorra agua, sino que también se recuperan el Níquel y el Cobalto presentes en este licor.

1.2.1. Evacuación de la cola en la Planta Lavaderos

Para evacuar la cola en esta Planta de producción se ha diseñado la estación de bombeo de colas; subsistema que depende de un área para descargar el fluido rechazado. Inicialmente las colas fueron depositadas en un área cercana que agotó su capacidad máxima en el año 1967. En el año 1968 el centro de Investigaciones y Proyectos propuso una vía para solucionar definitivamente el problema del

hidrotransporte de colas y el dique. Se trataba de una nueva Presa de Colas ubicada aproximadamente a 3 km de la Planta Lavaderos con capacidad aproximada de 20 millones de metros cúbicos.

Inicialmente el sistema de bombeo estaba compuesto por dos bombas centrífugas, con los códigos de posición 356 PU 1A y 356 PU 1B, modelo Denver SRL – C 12" x 10" del fabricante Svedala revestidas con goma en el interior, y un sistema de tubería de 14 pulgadas de diámetro. Dichas bombas fueron diseñadas para una capacidad nominal de 2 500 gpm (568 m³/h) y máximo 3 400 gpm (772 m³/h) a una altura de descarga de 90 pies (27,4 m), cada una; y la pulpa de colas con 45% de sólidos para niveles de producción de 16 000 t/a de Níquel más Cobalto.

Posteriormente el 6 de marzo del 2008 fue instalada en el área una nueva bomba centrífuga, con el código de posición 356 PU 1C, modelo HR 250 – S 10" x 8" del fabricante Metso Minerals; con el objetivo de aumentar la capacidad del sistema tras la creciente demanda de flujo, producto del proyecto Expansión. Esta tiene como capacidad de flujo nominal 2 800 gpm (636 m³/h) y máximo 3 900 gpm (886 m³/h) a 115 pies (35,0 m) de carga total. Esta acción incrementó el flujo hasta 3 700 gpm (840 m³/h), con 46 % de sólidos, aproximadamente.

El Proyecto Expansión básicamente fue implementado para aprovechar la fuerte demanda sostenida del Níquel y el Cobalto. Este proceso inversionista realizado en el año 2006 tenía el objetivo de incrementar la producción de la fábrica desde 33 000 t/a a unas 46 000 t/a de producto final. Las inversiones se previeron simultáneamente en todas las plantas principales y auxiliares, mediante un proceso en dos fases cuya construcción se solapaba.

En el año 2009 los precios del Níquel y el Cobalto ascendieron de forma paulatina dando lugar a que algunas de las inversiones detenidas durante el proceso de expansión continuaran su ejecución para lograr el incremento en la producción alrededor de 37 000 t/a de sulfuro de producto final. Una de las áreas en las que se continuó trabajando fue en la Planta de Lavaderos, donde se construyeron tres tanques sedimentadores (TK 8, 9, 10) de tecnología avanzada y alto rendimiento; obra que ha aumentado la producción de licor producto y también de colas de rechazo.

Actualmente el flujo nominal de colas de rechazo es de 2 500 gpm (568 m³/h), con 38 % de sólidos en suspensión. La altura sobre el nivel del mar de la estación de bombeo, así como de la Presa de Colas es de 12 m y 44 m respectivamente. Ver figura 4.1 d), Anexos.

1.2.2. Caracterización de la cola de desecho (Góngora, 2011)

Las colas del proceso de lixiviación ácida a presión no son más que el sólido lixiviado y lavado que constituye uno de los residuos del proceso de producción de sulfuro de Níquel más Cobalto. Las mismas se extraen por el fondo del sedimentador que constituye la última etapa de lavado en la Planta de Lavaderos. Según los requerimientos del proceso productivo, algunas de las características de esta corriente, efectuadas algunas correcciones, son las siguientes:

- Flujo nominal de operación: 568 m³/h (2 500 gpm).
- Temperatura: 60 °C (140 °F).
- Densidad de la cola: 1 391,74 kg/m³ (0,050 pound/inch³).
- Concentración de sólidos: 38 %.
- Color: pardo rojizo.
- Tamaño de partículas en el sólido: 75 % de fracción – 325 mesh.

Como fases minerales secundarias en las colas de las etapas de lixiviación y recuperación de amoníaco, se encontraron las fases de silicatos de Fe y Mg fayalita [(Fe, Mg)₂SiO₄], del tipo fayalitamagnesiana, que representan alrededor del 12 % en las muestras. Se encontraron también las fases cromoespinelas: Mgcromita [(Mg, Fe)Cr₂O₃], en una cantidad entre 5,5 y 8 %, y el cuarzo que llega a alcanzar hasta 2,6 % en algunas muestras. (Góngora, 2011).

1.3. Particularidades del análisis reológico

Al representar gráficamente la relación del esfuerzo cortante como función del gradiente de velocidad, se obtienen curvas que describen el comportamiento reológico de los fluidos newtonianos y no newtonianos, las que se denominan curvas de flujo (Góngora, 2011). Figura 1.2.

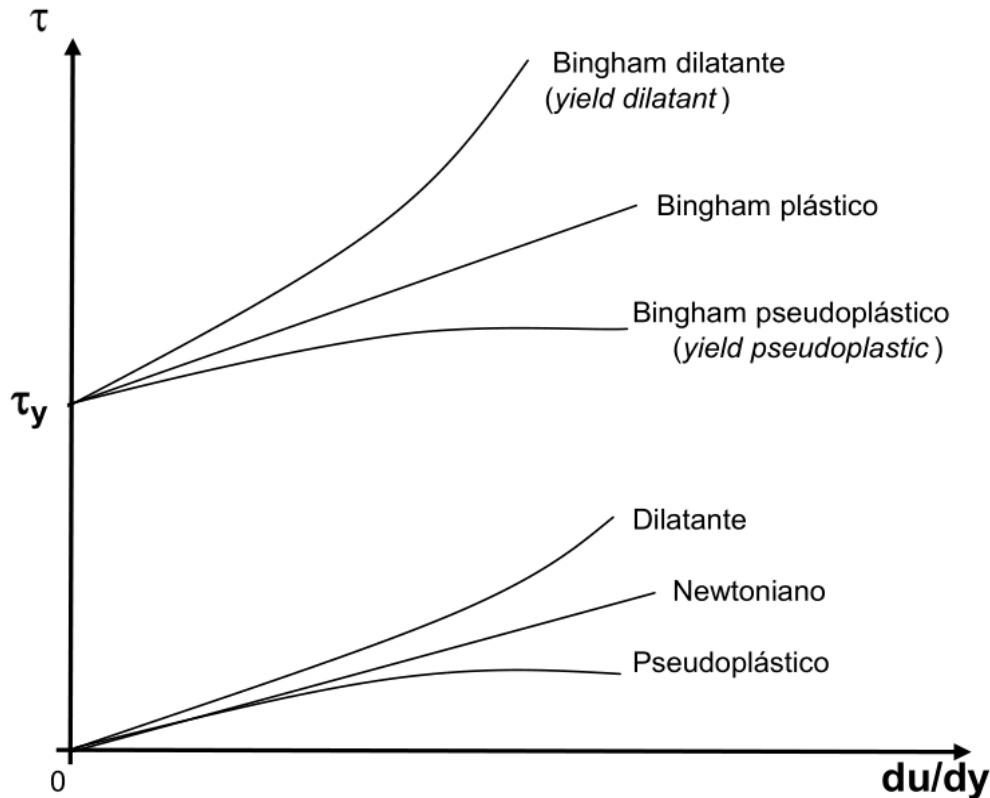


Figura 1.2. Clasificación general de los fluidos viscosos

Fuente: Gardea (2008)

Gardea (2008) aborda los trabajos de Levenspiel y Slatter en los años 1986 y 1997 respectivamente. Los mismos presentan otra clasificación reológica más general de los fluidos viscosos, señalando una variante a la de los fluidos de Bingham con apoyo en la clásica, que indica dos posibilidades más para los fluidos no newtonianos que empiezan a moverse a partir de un cierto esfuerzo cortante pero cuyo índice de comportamiento “ n ” es mayor o menor que 1. Las dos posibilidades se representan en la figura 1.2 y se han llamado: Bingham dilatante (en inglés: yield dilatant), cuando $n > 1$ y el Bingham pseudoplástico (en inglés: yield pseudoplastic), cuando $n < 1$.

Para este trabajo se ha tomado, en la figura 1.2, $\tau_y = \tau_0$ y $du/dy = \gamma$.

Gardea (2008) también hace referencia al procedimiento de cálculo de Levenspiel, para la determinación del factor de fricción en lodos residuales (Bingham pseudoplásticos). Este investigador, como muchos otros, señala que aún no existe una metodología para determinar las pérdidas de presión en tuberías que transporten fluidos cuya curva de

flujo, en el gráfico de esfuerzo de corte en función del gradiente de velocidad $\tau = f(\gamma)$, es del tipo plástico real o Bingham pseudoplástico; por lo que para manejar un fluido de este tipo sugiere interpolar entre un Bingham plástico (plástico ideal) ($\tau_0 > 0$ y $n = 1$) y otro en que $n \neq 1$ y $\tau_0 = 0$, ya sea este último pseudoplástico ($n < 1$) o dilatante en el que $n > 1$.

El término “interpolación” dado por el investigador hace referencia a un análisis de mayor complejidad donde, para obtener la curvas de flujo que sean equivalentes a la original, es necesario tener en cuenta, entre otros elementos, los módulos de los eje cartesianos $\gamma_{máx}$ y $\tau_{máx}$, la integración matemática y la utilización del programa *Maple 9.5* para el desarrollo numérico del procedimiento. En este trabajo, para encontrar la equivalencia descrita, se procederá a utilizar los coeficientes de la ecuación original en las ecuaciones respectivas a los fluidos restantes y de forma visual encontrar la similitud.

La solución que propone Levenspiel consiste en descomponer el Bingham pseudoplástico en dos fluidos a saber: un Bingham plástico y un pseudoplástico, utilizando los parámetros del original. Los dos tipos de fluido son calculables separadamente y el resultado buscado está evidentemente entre ambos.

1.3.1. Cálculo del factor de fricción a partir de las características reológicas de la cola

A partir de estudio reológico desarrollado por Góngora (2011), en el que se determinó un comportamiento plástico real; atendiendo a la expresión de Herschel – Bulkley con ($\tau_0 > 0$ y $n < 1$), y siguiendo el procedimiento descrito por Gardea (2008) se efectuarán las propuestas siguientes:

Propuesta 1. Adaptar el fluido real a un **Bingham plástico**, haciendo $n = 1$ y $K = \mu$ en la expresión de Herschel – Bulkley.

Propuesta 2. Adaptar el fluido real a un **Pseudoplástico simple**, haciendo $\tau_0 = 0$ en la misma ecuación.

Posteriormente, obtenidas las expresiones de cada curva de flujo, tabla 3.2, capítulo 3, se procederá a graficar dichas curvas en el gráfico de $\tau = f(\gamma)$ a partir de los diferentes valores de esfuerzo de corte (τ) y gradiente de velocidad (γ) de la expresión original,

para 38 % de sólidos, ver figura 3.2, capítulo 3. Por consiguiente, al observarse la forma de las curvas en cuestión, será posible concluir que las características del fluido original son adaptables a las características del fluido cuya curva de flujo se asemeje más a la original, puesto que el investigador plantea que el valor correcto del **Bingham pseudoplástico** tendrá necesariamente que encontrarse entre los dos fluidos en los que se ha descompuesto el original.

1.4. Generalidades sobre las bombas centrífugas

En estos equipos, por la acción de las fuerzas centrífugas el fluido es desplazado radialmente desde el eje de rotación del impelente hacia la periferia y posteriormente a toda la red de tubería. Durante este recorrido, los álabes del impelente le transmiten energía en forma de presión y velocidad al fluido. Parte de esta última es transformada en presión en el colector que rodea al impelente, ya que las altas velocidades provocan grandes pérdidas por fricción y disminuyen la eficiencia de la bomba. A este grupo pertenecen las bombas, ventiladores y compresores centrífugos. (Ramos, 1994).

La bomba de circulación se caracteriza por la llamada “curva característica”, que expresa el caudal que pueden suministrar en función de la altura de elevación. La curva característica es una función decreciente que tiene dos puntos singulares: el punto de máxima altura de elevación ($H_{\text{máx}}$), con caudal nulo, y el punto de máximo caudal ($Q_{\text{máx}}$), con altura de elevación nula. Entre estos dos puntos la bomba puede proporcionar cualquier caudal comprendido entre 0 y $Q_{\text{máx}}$, a cualquier altura de elevación comprendida entre 0 y $H_{\text{máx}}$. (Skelland, 1970).

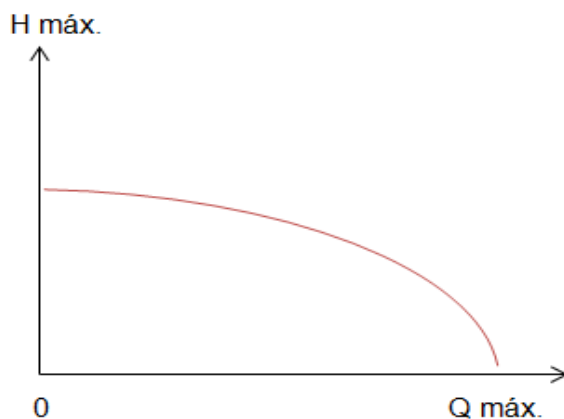


Figura 1.2. Curva característica de una bomba centrífuga

Steffe y Morgan (1986) plantean que generalmente las bombas no deben funcionar en los valores extremos o cerca de ellos, aunque hay bombas que si pueden hacerlo. Por ello se deberá escoger el tipo de bomba adecuado.

La energía producida por la bomba debe vencer la resistencia que se opone al paso del fluido por la tubería y mantener la presión deseada en cualquier punto de la instalación. Por tanto, el calibre de la bomba dependerá del caudal de fluido a impulsar y de la pérdida de presión en el circuito hidráulico. Además se tendrá presente en la selección del equipo el tipo de fluido circulante. (Rabinovich, 1987).

Para el estudio de bombas, ventiladores y compresores estos se clasifican atendiendo a su principio de funcionamiento, según Ramos (1994), en tres grandes grupos:

- Máquinas dinámicas.
- Máquinas volumétricas.
- Máquinas de flujo impelente.

Teniendo en cuenta que en la estación para bombeo de colas de la Planta Lavaderos las bombas que operan son equipos centrífugos en la investigación se hará referencia solo a las máquinas dinámicas y específicamente a las bombas centrífugas. De acuerdo al objeto de estudio establecido, cobra importancia el estudio de las principales características y parámetros de trabajo de estos equipos.

Las máquinas dinámicas son aquellas que transmiten energía al fluido mediante el movimiento de un elemento rotatorio llamado impelente y que obliga al fluido a moverse en forma acelerada por su interior. Atendiendo a la trayectoria del fluido por el interior del impelente, las máquinas dinámicas se subdividen en: centrífugas, axiales, de flujo mixto, de remolino y de discos.

Ramos (1994) declara que los elementos que componen una bomba centrífuga, de forma general, son: conducto de entrada, voluta, eje motor, sello del eje, impelente o rodete y conducto de descarga. Ver figura 4.5 de los Anexos.

También el investigador expone los parámetros de trabajo para las máquinas de flujo:

- Carga de impulsión y presión.

- Capacidad.
- Velocidad de rotación.
- Potencia que consume.
- Rendimiento.

1.4.1. Especificaciones sobre los sellos mecánicos

Ramos (1994) explica que el sellaje del eje en bombas hidráulicas tiene como objetivo disminuir o eliminar totalmente la fuga del fluido trasegado por la máquina, conteniendo la presión. Un tipo de sellaje para ejes es la denominada junta con empaquetaduras, que es característica de las bombas que trabajan con líquidos sin materias sólidas en suspensión, estas juntas no son herméticas por lo que no pueden aplicarse para el bombeo de sustancias inflamables o tóxicas. Cuando se requiere hermeticidad es necesario emplear los denominados sellos mecánicos.

Según Kenneth (1998) el sello mecánico tiene una cara fija y un elemento rotatorio sujetos entre sí con resortes, una placa de apoyo y otros componentes. Un elemento tiene una cara selladora de contacto de un material blando, para desgaste, como el carbón; el otro tiene una cara de material duro, que puede ser cerámica. Los sellos mecánicos para el eje se utilizan mucho en todas las bombas y se debe seleccionar sobre la base del tipo de producto químico corrosivo que se bombea. La mayor parte de los sellos se hacen con acero inoxidable, cerámica, grafito y resinas de fluorocarbono.

Para el transporte de la cola de desecho y otros fluidos corrosivos, los cuales presentan partículas y sustancias químicas que desgastan el material del sello, se hace imprescindible que el sello mecánico sea fabricado de materiales resistentes al desgaste y a la abrasión.

Cuando el fluido bombeado posee características agresivas (agentes corrosivos o partículas en suspensión) se busca impedir que haya contacto entre el fluido y las caras del sello mecánico. El sello requiere un líquido limpio, por lo general agua, para arrastrar el material bombeado y producir una película de líquido limpio entre los anillos del sello y entre el eje o la manga (camisa) del eje. El líquido para lavado debe venir de

una fuente externa, debe ser un agua tratada libre de partículas y de sólidos en suspensión.

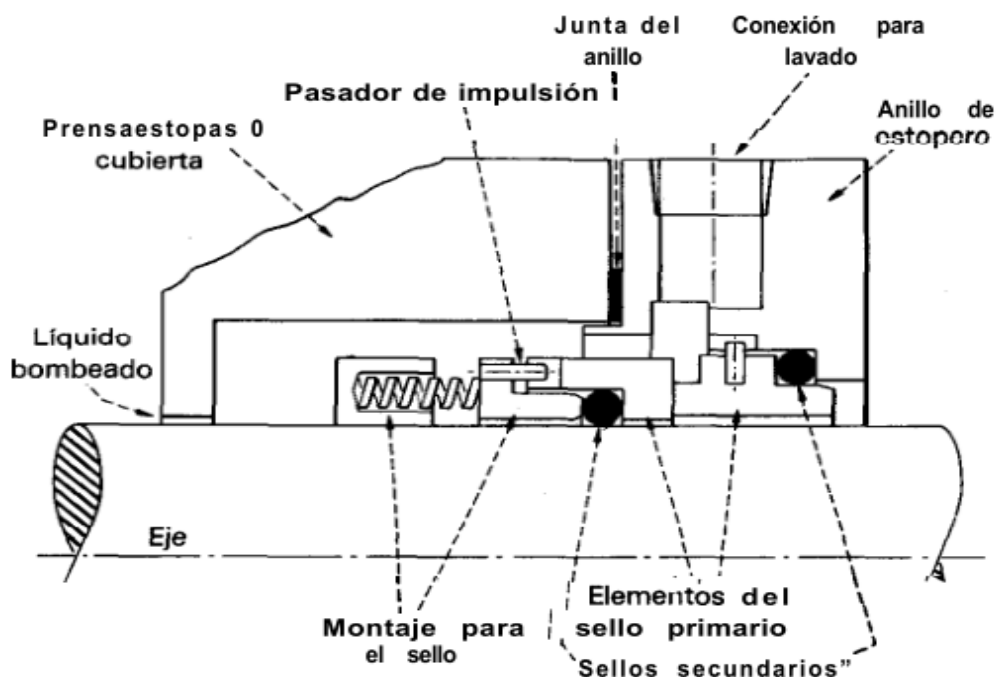


Figura 1.3. Componentes básicos de un sello mecánico

Fuente: Kenneth (1998)

A partir del año 2008, al incrementarse paulatinamente el nivel de producción de la fábrica "Moa Nickel S.A." a un valor aproximado de 37 000 t/a, se han percibido problemas en la estación de bombeo para colas de la Planta Lavaderos. Recientemente en el año 2014 se registró un total de cinco roturas en los sellos mecánicos que usan las bombas centrífugas de la instalación; específicamente en la bomba 356 PU 1C. Se comprobó que los sellos habían sufrido desgastes en la camisa y en las caras fijas y móviles demostrando esto se estaba incurriendo en un problema de desgaste, el cual debe estar dado al agua de lubricación que maneja el sello. La misma no es tratada y presenta partículas en suspensión.

Un análisis teórico ha dirigido este estudio, en primer lugar, a evaluar el comportamiento de la presión de trabajo existente en el sistema cuya magnitud en Pascal puede ser medida con manómetros de forma experimental. Si se efectúa la medición de la presión del agua de lubricación del sello y se compara con la presión del fluido en la descarga

de la bomba es posible comprobar si las roturas de los sellos son debidas al contacto del fluido erosivo (cola) con el material del sello. Para un trabajo normal de estos dispositivos la presión del agua de lubricación debe ser mayor que la presión en la descarga de la bomba para que no exista contacto del fluido con el material del dispositivo de sellaje.

1.4.2. Especificaciones sobre los revestimientos Neopreno

El Neopreno se caracteriza por una buena resistencia a la flexión, excelente resistencia a la fatiga y una amplia resistencia a la intemperie y el ozono. Es caucho sintético con excelente resistencia a los fluidos hidráulicos, aceites lubricantes, fluidos de transmisión, etcétera. Su composición se conoce como: Cloropreno (CR).

Según Barba y Buestán el caucho natural pertenece a la clase de sustancias conocidas como altos polímeros, para que sea utilizable en la práctica, el caucho virgen o crudo tiene que experimentar una reacción química conocida como vulcanización, un proceso descubierto por Charles Goodyear en 1839.

El caucho es propenso a la degradación por el oxígeno, en especial a temperaturas elevadas; a temperaturas de servicio próximas a las usadas en la vulcanización puede producirse una vulcanización adicional con el resultado de un aumento de dureza y una disminución de resistencia mecánica. Las gomas con una composición normal pueden usarse a las temperaturas ambiente máximas (60 °C) que es poco probable que se sobrepasen en la práctica, pero con una formulación especial de caucho natural puede emplearse durante muchos meses a temperaturas de hasta 100 °C o incluso mayores si la exposición es intermitente. (Barba y Buestán).

Según ficha técnica Neopreno, especificada en los Anexos de este trabajo, este material no es recomendado para la exposición en medios ácidos y álcalis concentrados, aunque posee buena resistencia ante el mismo fluido en condiciones diluidas. Esto significa que, para las condiciones de manejo de la cola en la Planta Lavaderos con presencia de ácido sulfúrico y partículas abrasivas en este fluido, no se asegura la resistencia de este material para el tiempo de operación requerido.

Actualmente se ha incorporado un nuevo material para los revestimientos de las bombas con el nombre: Hypalon (Caucho de Polietileno clorosulfonado). Es un caucho

de alta calidad con una excelente resistencia al ozono, a la oxidación, a la luz solar y a la intemperie. Ver ficha técnica Hypalon, Anexos.

1.5. Características del diseño hidráulico en sistemas de bombeo

Según Góngora (2011) para poder fundamentar una instalación de transporte de fluidos es necesario conocer la velocidad crítica, las pérdidas específicas de cargas, la densidad o concentración de la mezcla, y el diámetro del conducto que permite determinar el régimen racional de trabajo y la selección de los equipos adecuados para el caso correcto. Para el diseño de sistemas de tuberías se requiere conocer la relación entre los gradientes de presión ($\Delta P/L$), requeridos para lograr flujos volumétricos (Q), en un intervalo de diferentes diámetros (D), del tubo, a distintas temperaturas de operación y diferentes propiedades físicas de los fluidos. Generalmente, conociendo los parámetros anteriores, es posible efectuar el cálculo comprobativo denominado: cálculo hidráulico o balance de energía mecánica.

1.5.1. Características de las combinaciones en los sistemas de bombeo (Mott, 1996)

Si un sistema de línea de tubería se dispone de tal forma que el fluido corra en una línea continua sin ramificaciones, se le llama sistema en serie. Por el contrario, si el sistema provoca que el fluido se ramifique en dos o más líneas, se le llama sistema paralelo.

La combinación en serie se utiliza cuando se quiere ganar altura de carga o presión en un sistema determinado, esta se utiliza principalmente para turbomáquinas con características iguales. La curva característica resultante se obtiene sumando las alturas y manteniendo el caudal constante.

En este caso tenemos que:

$$H_t = H_1 + H_2 \quad 1.1$$

$$Q_t = Q_1 = Q_2 \quad 1.2$$

Donde:

Ht: Altura total alcanzada por el sistema conectado en serie; m.c.H₂O.

H_1 y H_2 : Altura de carga que alcanza la bomba 1 y 2 respectivamente; m.c.H₂O.

Q_t : Caudal total en el sistema hidráulico; m³/s.

Q_1 y Q_2 : Caudal que proporciona la bomba 1 y 2 respectivamente; m³/s.

De igual forma la combinación en paralelo es empleada cuando se desea ganar caudal en el sistema. La curva característica resultante se obtiene sumando los caudales y manteniendo la altura constante.

Haciendo uso de las ecuaciones 1.1 y 1.2 y adaptándolas a las condiciones de los sistemas en paralelo, obtenemos:

$$Q_t = Q_1 + Q_2 \quad 1.3$$

$$H_t = H_1 = H_2 \quad 1.4$$

1.5.2. Bombeo escalonado

El diseño hidráulico de bombeo escalonado se basa en la separación de las bombas a una distancia que permita un mejor funcionamiento de la combinación en serie. Para realizar este tipo de diseño hidráulico se divide teóricamente la red hidráulica en los tramos necesarios, teniendo en cuenta la cantidad de bombas ubicando una por tramo. Es necesario destacar que en casos de producción continua y en conexión serie de las bombas debe ubicarse también, en cada tramo, una bomba en rama no cargada (sistema de reserva) acción que asegura no se interrumpa la producción en caso de avería de una de las bombas instaladas.

Se denomina tramo, en este caso, a la longitud que tendrá la línea en una distancia determinada. Es importante señalar que el tramo seleccionado, teniendo en cuenta su elevación, debe guardar relación con la altura de carga máxima que entregue la bomba.

Posteriormente se realiza el balance mecánico para los tramos de tubería teniendo en cuenta una sola bomba para cada red; al encontrarse un punto de operación de la turbomáquina con cada red, para el caudal deseado se concluye que la longitud de esa red será la longitud de bombeo de la primera bomba. Posteriormente se realiza el mismo procedimiento para la segunda bomba y se determina la siguiente longitud de bombeo para la misma.

Las características de este tipo de diseño, como cualquier otro, es posible observarlo en un gráfico donde se muestren las curvas características de cada bomba en relación a los tramos de tubería analizados. Para observar el comportamiento de la altura piezométrica de cada bomba hidráulica en el sistema escalonado se procede también a realizar un gráfico de presión contra longitud donde se ubican las curvas de las bombas. En los límites de la primera longitud de bombeo la presión hidráulica va descendiendo; en este caso antes que descienda completamente se ubica la segunda bomba la cual trasiega el fluido hacia el tramo siguiente.

Para la propuesta del diseño escalonado en este trabajo se analizaron dos tramos principales: el primero de 963 metros concluyendo en la zona de Planta de Agua de la fábrica y el segundo de 2 837 metros terminando en la Presa de Colas. Para el segundo tramo se tuvo en cuenta además que posee, en una longitud de 1 037 metros, un diámetro interior de 0,349 m (18" exterior) y en la longitud restante tiene un diámetro interior de 0,311 m (16" exterior). En la figura 3.8 del capítulo 3 se muestran las curvas características de cada bomba en relación a los tramos de tubería establecidos. De igual forma en el gráfico de la figura 3.9 del mismo capítulo aparece el comportamiento de la altura piezométrica en el sistema escalonado en función de la longitud para cada tramo.

Conclusiones del capítulo

- La búsqueda bibliográfica realizada sobre la mecánica de fluidos en estaciones de bombeo hace referencia a los trabajos que acerca del tema se han realizado, teniendo en cuenta las propiedades físico – mecánicas y reológicas de los fluidos, pero no existe documentación sobre la aplicación de un diseño hidráulico del tipo escalonado.
- Se exponen aspectos generales sobre los componentes de los sistemas hidráulicos. Fueron citados elementos como: sellos mecánicos, revestimientos y aspectos generales referentes a las turbomáquinas; elementos que con mayor frecuencia sufren roturas, siendo el caso del sistema hidráulico analizado.

CAPÍTULO 2

CAPÍTULO 2: PROCEDIMIENTO TEÓRICO A PARTIR DE LAS CARACTERÍSTICAS REOLÓGICAS DE LA COLA DE DESECHO

Introducción

Para que una instalación cumpla con las exigencias del proceso tecnológico del cual forma parte es importante evaluar el comportamiento de los equipos que la componen. Debido a esto, es necesario que el técnico o ingeniero encargado de realizarlo conozca cuáles son y qué instrumentos de medición puede utilizar para medir las variables necesarias; además debe saber las características del fluido y qué metodologías y métodos apropiados debe emplear para calcular sus parámetros de funcionamiento, obteniendo de esta forma gran exactitud y veracidad en los resultados buscados. Es por ello que el **objetivo fundamental** de este capítulo es aplicar el procedimiento de cálculo y técnicas utilizadas para la evaluación de la instalación, a partir de las características reológicas del fluido.

2.1. Instrumentos de medición empleados

Para efectuar la medición de las diferentes variables presentes en el sistema hidráulico fue necesario el uso de algunos instrumentos de medición. El empleo de los mismos fue posible gracias a la disposición por parte del personal encargado de la Empresa de proveer el instrumento específico para cada evaluación y supervisar el proceso de medición.

A continuación aparecen las características de cada instrumento utilizado y las variables analizadas:

- Manómetro ASHCROFT Dura Gauge. Rango: 0 – 1 100 kPa; 0 – 160 psi.

Instalado en la bomba 356 PU 1C permite medir la presión del agua a la entrada de la empaquetadura de fibra de carbono.

- Manómetro ASHCROFT Dura Gauge. AISI 316 tube, AISI 316 socket, welded. Rango: 0 – 160 psi.

Instalado en la bomba 356 PU 1A permite medir la presión del agua a la entrada del sello mecánico.

Capítulo 2. Procedimiento teórico a partir de las características reológicas de la cola de desecho

- Manómetro ASHCROFT Dura Gauge. AISI 316 tube, AISI 316 socket, welded. Rango: 0 – 220 psi; 0 – 1 600 kPa.

Instalado en la bomba 356 PU 1B evalúa la presión del agua a la entrada del sello mecánico.

- Transmisor de presión relativa HART[®]. FIELD COMMUNICATION PROTOCOL 2 600 T Made in Italia, 2007. Material de la membrana: AISI 316 L, Rango: 0 – 300 psi. Código de posición: PT – 9077.

Ubicado en la línea de 18" a la Presa de Colas evalúa la presión del fluido (cola).

- Flujómetro electromagnético, tipo: 55 S, 10". Alimentación: 110 V, 60 Hz. Señal de salida: 4 – 20 mA. Rango: 0 – 5 000 gpm. Código de posición: FT – 9008.

Colocado en la línea de descarga de la bomba 356 PU 1B, de 10", permite medir el caudal del fluido (cola).

- Fasímetro digital Monarch PLT 200, laser aperture.

Este instrumento permitió medir el número de revoluciones en los árboles de las bombas 356 PU 1A y 356 PU 1C. Para efectuar la medición se ubica una muestra de papel especial de referencia en el árbol en reposo.

Los resultados de las mediciones realizadas con los manómetros y los transmisores de presión, en el análisis de la presión de la línea y del agua de sello de la bomba, aparecen en la tabla 4.2 de los Anexos.

2.1.1. Calibración de los instrumentos

Para efectuar las mediciones experimentales primeramente es necesario proceder a calibrar los instrumentos a utilizar; esta técnica prepara el instrumento para que la medición se desarrolle satisfactoriamente y los errores sean mínimos.

Se encontró que los instrumentos empleados en las mediciones realizadas, específicamente el transmisor de presión y los manómetros, fueron calibrados por el Laboratorio de Servicio de Metrológico de la Empresa Moa Nickel SA. Ejecutada la técnica este Laboratorio emite un reporte de calibración con el cual se determina si el

Capítulo 2. Procedimiento teórico a partir de las características reológicas de la cola de desecho

instrumento está listo para el uso. Se brinda en los Anexos el reporte de calibración del transmisor de presión y del indicador de presión (manómetro) expedidos por el Laboratorio Metrológico de la Empresa.

El procedimiento que realiza este Laboratorio para la calibración de un manómetro de cualquier tipo comprende en general dos etapas:

1. Preparación de las condiciones necesarias para la calibración.
2. Ejecución de la calibración.

Dentro de la etapa de ejecución de la calibración se encuentra:

1. Examen exterior.
2. Comprobación del funcionamiento.
3. Determinación de los errores del instrumento y de otras propiedades metrológicas que influyen en la exactitud del mismo.

Determinación de los errores del instrumento y otras características metrológicas

La determinación de los errores se ejecuta generalmente por el método de comparación directa del manómetro que se calibra con el instrumento patrón. Para la comparación se crea la sobrepresión o depresión necesaria con la ayuda de una bomba especial y se transmite ésta, tanto al instrumento patrón como al instrumento que se calibra.

La calibración se efectúa en todo el rango de medición del manómetro calibrado, incluyendo el cero y el límite superior de medición; si el instrumento que se calibra tiene varios rangos de medición, la calibración se realiza en cada uno de los rangos. En cada rango de medición la determinación de los errores del instrumento se realiza en varios puntos de la escala, no menos de ocho para los instrumentos con clase de exactitud hasta 0,6 y no menos de cinco para las restantes clases de exactitud. Los puntos seleccionados estarán uniformemente distribuidos en el rango de medición.

Excepto para manómetros de peso muerto, las comprobaciones se realizan tanto en ascenso como en descenso de la presión, manteniéndose el instrumento durante cinco minutos en el límite superior de medición. Para cada punto comprobado el error de indicación no puede superar el valor del error máximo permisible del instrumento dado,

de acuerdo a las especificaciones técnicas del fabricante o de los valores establecidos en los documentos técnico – normativos en los que se fundamenta la calibración.

2.2. Metodología para el cálculo hidráulico del sistema de bombeo de colas

La siguiente metodología de cálculo brinda las expresiones necesarias para la obtención de la curva que caracteriza el comportamiento del fluido no newtoniano a lo largo de la línea; teniendo en cuenta la altura de carga de la red en función del caudal.

2.2.1. Velocidad del fluido

Según Nekrasov (1986) para determinar la velocidad de la cola en el interior de la línea o tubería primeramente se tiene en cuenta la ecuación de continuidad, que expresa lo siguiente:

$$Q = v \cdot A \quad 2.1$$

Donde:

Q: Caudal del fluido; m³/s.

v: Velocidad del fluido (cola); m/s.

A: área de la sección transversal de la tubería; m².

Al despejarse la velocidad y sustituyendo la expresión para encontrar el área en una sección circular se obtiene:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D^2} \quad 2.2$$

Donde:

D: Diámetro de la tubería; m.

2.2.2. Determinación del factor de fricción en fluidos pseudoplásticos simples (Gardea, 2008)

De acuerdo a la equivalencia que guarda la cola (plástico real) respecto al fluido pseudoplástico simple, figura 3.2, capítulo 3, se utiliza en este caso el método para encontrar el factor de fricción haciendo la pulpa de colas un fluido pseudoplástico simple.

Capítulo 2. Procedimiento teórico a partir de las características reológicas de la cola de desecho

La ecuación reológica para fluidos pseudoplásticos simples con $\tau_0 = 0$ y $n < 1$, según el modelo reológico de Ostwald de Waele es:

$$\tau = K \cdot \gamma^n \quad 2.3$$

Donde:

τ : Esfuerzo de corte; Pa.

K: Índice de consistencia másica del fluido.

γ : Gradiente de velocidad; s^{-1} .

n: Índice de flujo.

El método de cálculo puede describirse de la siguiente forma:

1. Calcular el número de Reynolds generalizado, que el investigador define con la siguiente expresión:

$$Re = \frac{8^{1-n} \cdot D^n \cdot v^{2-n} \cdot \rho_p}{K} \cdot \left(\frac{4n}{3n+1} \right)^n \quad 2.4$$

Donde:

Re: Reynolds generalizado.

v : Velocidad del fluido; m/s.

ρ_p : Densidad de la pupa de colas; kg/m^3 .

Para $Re < 2\,100$, se determina un régimen laminar.

Para $2\,100 < Re < 2\,300$, existe un período de transición, es decir es el paso del régimen laminar hacia régimen turbulento.

En este régimen, incluyendo el de transición, el factor de fricción de Fanning (f_F) se calcula:

$$f_F = \frac{16}{Re} \quad 2.5$$

Para $Re > 2\,300$, existe un régimen turbulento.

Capítulo 2. Procedimiento teórico a partir de las características reológicas de la cola de desecho

Para régimen turbulento se procedió a obtener, de forma gráfica, el factor de fricción de Fanning, utilizando la figura 3.1.

2. Con el Reynolds generalizado y n obtener el factor de fricción de Fanning (f_F) con la gráfica obtenida por Dodge y Metzner adaptada por Levenspiel, que se presenta en la figura 3.1, teniendo presente que $f_F = f/4$, siendo f el factor de fricción de la fórmula de Darcy.

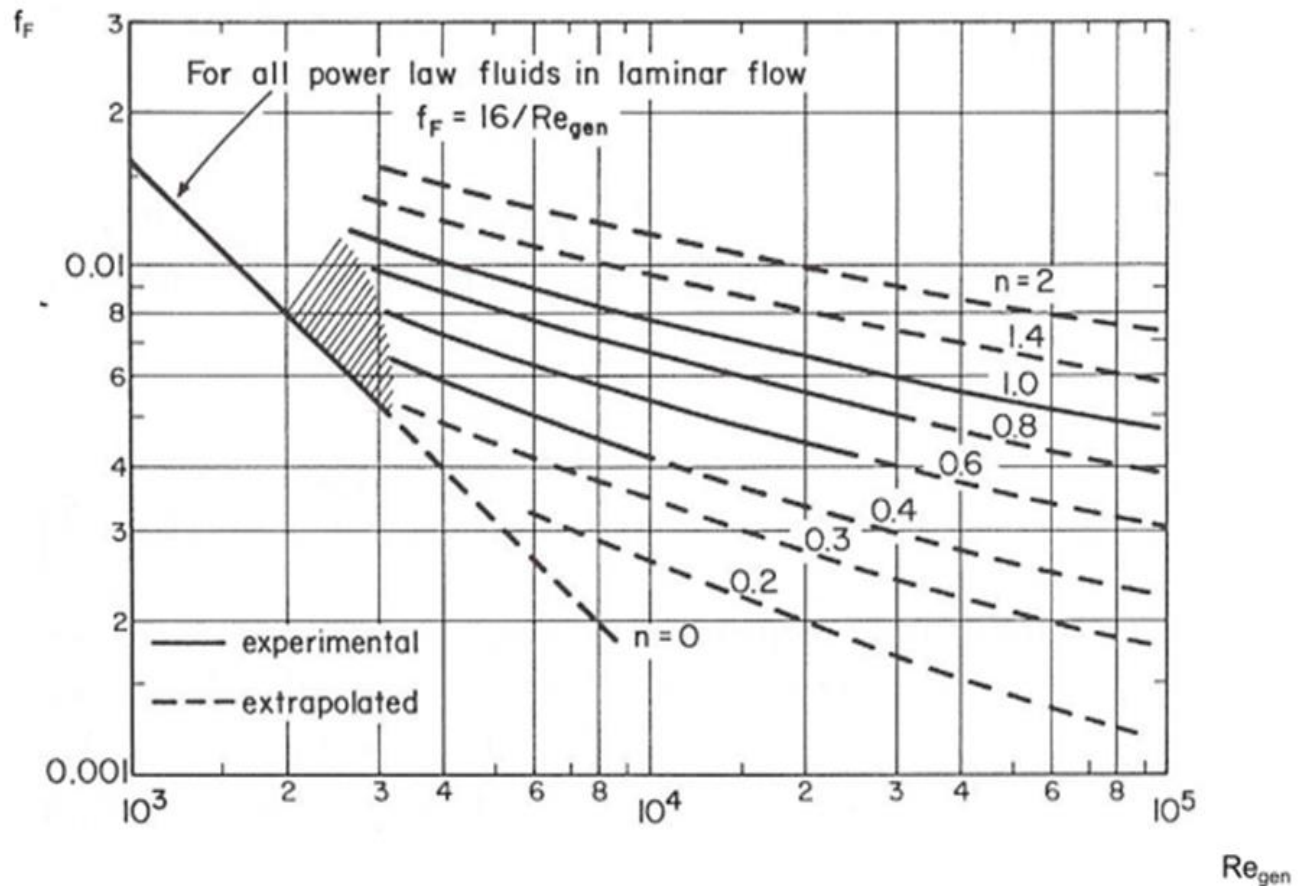


Figura 3.1. Gráfica de Dodge y Metzner para materiales pseudoplásticos o dilatantes

Fuente: Gardea (2008)

3. Calcular las pérdidas con la fórmula de Darcy y la carga dinámica de la bomba.

2.2.3. Resistencia mecánica de la línea

Nekrasov (1986) señala que la siguiente es la fórmula de Darcy para calcular la resistencia mecánica que ofrece la tubería por la cual es transportado el fluido:

$$R = \left(\sum \xi + \lambda \frac{L}{D} \right) \cdot \frac{8}{\pi^2 \cdot g \cdot D^4} \quad 2.6$$

Donde:

R: Coeficiente de resistencia mecánica de la línea; s^2/m^5 .

ξ : Coeficiente de pérdidas locales de la línea.

λ : Factor de fricción de Darcy. En este caso $\lambda = f$.

L: Longitud de la línea; m.

g: Constante de la gravedad; m/s^2 .

2.2.4. Altura de carga de la red

En el sistema de bombeo de colas de la planta existen dos líneas de evacuación de diámetros diferentes. Desde la salida de la estación la línea posee una ramificación que da lugar a la existencia de dos líneas. Una de 18" (45,72 cm) de diámetro, y otra de 24" (60,96 cm) de diámetro; donde, para la evacuación de la cola en la planta, se utiliza una de las dos tuberías. En el cálculo se procedió a utilizar solamente el diámetro de 18" con el objetivo de evaluar para las condiciones de mayor resistencia. Se tuvo en cuenta además que dicha línea posee un tramo de 1 800 m, de su longitud total, con un diámetro de 16" (40,64 cm).

Se tuvo en cuenta también la altura de succión y de descarga de las bombas, medidas desde el nivel horizontal de las mismas. La primera posee un valor de 5,44 m estando el tailings Tank al 50 % de capacidad y la segunda tiene un valor de 32 m hasta el nivel de la Presa.

Mediante la ecuación 2.7, proveniente del despeje de la ecuación de D. Bernoulli para la corriente de líquido real, es posible obtener la altura de carga de la red. Aparecen los coeficientes de resistencia mecánica para cada variación de diámetro.

$$H = \Delta Z + (R_1 + R_2) \cdot Q^2 \quad 2.7$$

Donde:

H: Altura de carga de la red; m.c.H₂O.

Capítulo 2. Procedimiento teórico a partir de las características reológicas de la cola de desecho

ΔZ : Diferencia de altura entre la succión y la descarga de la bomba; m.

R_1 : Coeficiente de resistencia mecánica para la línea de 18"; s^2/m^5 .

R_2 : Coeficiente de resistencia mecánica para la línea de 16"; s^2/m^5 .

2.3. Parámetros característicos de las turbomáquinas

Es necesario tener en cuenta los parámetros que evalúan el funcionamiento de la bomba hidráulica. A partir de la obtención de la curva característica o de funcionamiento de la bomba es posible encontrar la potencia hidráulica (N), el rendimiento (η), y el régimen de cavitación en dicha turbomáquina. A continuación aparece el procedimiento para encontrar estas y otras variables de importancia para esta investigación.

2.3.1. Potencia hidráulica

Para calcular el parámetro potencia es necesario definir las curvas de funcionamiento de las bombas del sistema para diferentes valores de caudales (Q). En este caso se usó el catálogo de curvas características del proveedor Metso Minerals (2007), para la bomba 356 PU 1C, y el catálogo Denver (1982) para las bombas 356 PU 1(A, B). En la tabla 2.1 se muestran las especificaciones.

Tabla 2.1. Alturas de carga de las bombas del sistema para diferentes valores de caudales

356 PU 1(A, B)				356 PU 1C	
Q (m ³ /h)	Q (gpm)	Hb (m.c.H ₂ O)	Hb (ft.c.H ₂ O)	Hb (m.c.H ₂ O)	Hb (ft.c.H ₂ O)
0	0	32,61	107	37,49	123
227,1	1 000	32,31	106	37,80	124
454,2	2 000	32,00	105	37,19	122
681,4	3 000	29,87	98	35,97	118
908,5	4 000	28,65	94	33,53	110
1 135	5 000	25,91	85	29,87	98
1 362	6 000	22,25	73	25,60	84
1 590	7 000	17,68	58	19,81	65

Capítulo 2. Procedimiento teórico a partir de las características reológicas de la cola de desecho

En la tabla anterior aparecen las alturas de carga para las bombas 356 PU 1(A, B, C) teniendo en cuenta ocho valores de caudales. Es necesario destacar que la bomba 356 PU 1B posee similares características y dimensiones que la 356 PU 1A, por eso los valores de las alturas de carga para ambas bombas son iguales. Teniendo en cuenta que las bombas mencionadas poseen variador de velocidad en el motor se utilizó el criterio de semejanza hidráulica para encontrar las nuevas condiciones de las curvas de funcionamiento para las bombas del sistema. Se calculó, mediante la ecuación 2.15 el error de semejanza encontrándose 3,19 % para la curva de 356 PU 1(A, B) y 6,44 % para la curva de 356 PU 1C.

Con el objetivo de encontrar la curva de potencia de la bomba (N), para los diferentes valores de caudales, se procedió a utilizar el catálogo Metso Minerals (2007). En este caso el parámetro potencia solo se tendrá en cuenta para la bomba 356 PU 1C.

Tabla 2.2. Valores de la curva de potencia hidráulica para diferentes caudales

Q (m ³ /h)	0	227,1	454,2	681,4	908,5	1 135	1 362	1 590
N (kW)	57	76	99	121	139	158	172	181

La tabla 2.2 muestra que el valor máximo de potencia corresponde a 1 590 m³/h con 181 kW, lo que indica que a mayores valores de caudales la potencia se incrementa a medida que disminuye la altura de carga de la bomba. Igualmente, para encontrar la curva de potencia respectiva a la nueva curva de funcionamiento de la turbomáquina, cuando varió el número de revoluciones, se empleó el criterio de semejanza y se obtuvo el comportamiento de la nueva curva de potencia; para un error de 9,51 %.

2.3.2. Rendimiento hidráulico

El rendimiento hidráulico teóricamente está dado por la relación de potencia transmitida y recibida por la bomba. Toda la energía que recibe el equipo impulsor no pasa al fluido, puesto que siempre hay pérdidas provocadas por el rozamiento de las partes metálicas en movimiento y por el propio movimiento del fluido dentro de la bomba. El equipo impulsor, a su vez, necesita un motor que le suministre la potencia requerida. La eficiencia del sistema completo es, (Góngora, 2011):

$$\eta = \frac{N}{N'} \quad 2.8$$

Siendo:

N' : Potencia instalada; 200 kW (268 hp).

El rendimiento del sistema de bombeo también puede ser obtenido gráficamente cuando se cuenta con la curva especificada por el fabricante. De igual forma en este caso se empleó el catálogo Metso Minerals (2007) de la bomba 356 PU 1C para encontrar el porcentaje de rendimiento para cada caudal establecido.

Tabla 2.3. Valores de la curva de rendimiento hidráulico para diferentes caudales

Q (m ³ /h)	0	227,1	454,2	681,4	908,5	1 135	1 362	1 590
η (%)	0	41	63	73	79	79	72	61

Se observa, en la tabla 2.3, que el rendimiento alcanza su mayor valor (79 %) en una zona para la cual la bomba es más eficiente, teniendo un flujo entre (908,5 y 1 135) m³/h; (4 000 y 5 000) gpm.

En el gráfico de la figura 3.6 del capítulo 3 es posible determinar el valor del rendimiento hidráulico estando en operación solamente la bomba reforzadora 356 PU 1C.

2.3.3. Velocidad específica

El término “Velocidad específica representado con la simbología n_s ”, establece la relación de las características de funcionamiento de la velocidad de diseño, es decir, es el que relaciona los factores principales señalados que dependen de la máquina (bomba centrífuga) y agrupa a las características de rendimiento, capacidad, carga y velocidad de rotación, en un sólo término. La velocidad específica está dada por la siguiente ecuación, (Reyes et al., 2010):

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{H_{succ}^{3/4}} \quad 2.9$$

Donde:

n_s : Velocidad específica de la turbomáquina; min⁻¹.

Capítulo 2. Procedimiento teórico a partir de las características reológicas de la cola de desecho

n : número de revoluciones en el árbol de la bomba; min^{-1} .

H_{succ} : Altura de succión; m.

Q : Caudal nominal de la bomba, m^3/s .

2.3.4. Relación de transmisión

Rodríguez y Gonzales (2012), tratándose de transmisiones por poleas y correas, hacen referencia a las ecuaciones 2.10 y 2.11 para encontrar la relación de transmisión en función del diámetro de las poleas y en función del número de revoluciones respectivamente.

Los cálculos se han realizado a partir de los datos de la bomba 356 PU 1C teniendo en cuenta que la misma es la más importante a evaluar debido a su frecuencia de fallas.

$$i = \frac{D_2}{D_1(1-S)} \quad 2.10$$

Donde:

i : Relación de transmisión.

D_2 : Diámetro de la polea conducida; 800 mm.

D_1 : Diámetro de la polea conductora; 355 mm.

S : coeficiente de deslizamiento.

$S = 0,02$ para correas trapezoidales de tejido cord.

$S = 0,01$ para correas trapezoidales de cordón cord.

Para calcular la relación de transmisión en función del número de revoluciones del motor y de la bomba se emplea la siguiente expresión:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad 2.11$$

En este caso:

n_1 : Número de revoluciones del motor; $1\,783\,\text{min}^{-1}$.

n_2 : Número de revoluciones en el árbol de la bomba; $767\,\text{min}^{-1}$.

2.3.5. Criterio de semejanza

Si consideramos los regímenes de trabajo semejantes de la misma bomba con diversos números de revoluciones n_1 y n_2 las fórmulas de semejanza se simplificarán y se convertirán en las siguientes, Nekrasov (1986):

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad 2.12$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \quad 2.13$$

$$\frac{N_2}{N_1} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \quad 2.14$$

El subíndice número 1 indica los parámetros de la bomba original. De igual forma el subíndice número 2 hace referencia a los nuevos parámetros que surgen cuando varía la velocidad de rotación.

Para la bomba 356 PU 1(A, B) se tiene: $n_1 = 695 \text{ min}^{-1}$ y $n_2 = 706 \text{ min}^{-1}$.

Para la bomba 356 PU 1C se tiene: $n_1 = 793 \text{ min}^{-1}$ y $n_2 = 767 \text{ min}^{-1}$.

Es posible calcular el error de semejanza (E) por la siguiente expresión, el mismo no debe exceder el 10 %.

$$E = \frac{X_1 - X_2}{X_1} \cdot 100 \quad 2.15$$

Siendo:

X: parámetro encontrado por semejanza hidráulica.

2.3.6. Presión de descarga

Atendiendo a que en el sistema se mantienen operando dos bombas de forma continua y una en rama no cargada se hace un estudio de la presión de trabajo que interviene en la descarga de cada bomba. La misma puede conocerse a través de la fórmula siguiente:

$$P = H \cdot \rho_p \cdot g \quad 2.16$$

Donde:

P: Presión de descarga de la bomba; Pa.

g: Constante de la gravedad; m/s².

H: Altura de carga de la bomba; m.c.H₂O.

2.3.7. Comprobación de la condición de cavitación en la bomba centrífuga

El defecto que más afecta de forma general a las máquinas de flujo es la cavitación. La turbomáquina, dentro del sistema hidráulico, se encuentra libre de este fenómeno si se cumple la siguiente condición:

$$NPSH_d \geq NPSH_r \quad 2.17$$

Donde:

NPSH_d: Altura neta positiva de succión disponible; m.

NPSH_r: Altura neta positiva de succión requerida; m.

Para obtener la altura neta positiva succión disponible se emplea la siguiente expresión:

$$NPSH_d = H_{atm} \pm H_{succ} - \sum h_{succ} - H_v \quad 2.18$$

Donde:

H_{atm}: Altura de presión atmosférica; 10,3 m.

H_{succ}: Altura de succión; m.

$\sum h_{succ}$: Pérdidas locales en la succión.

H_v: Tensión del vapor a una temperatura determinada. Para la cola entre (50 – 70 °C) se determina 0,36 m.

2.4. Costos asociados al sistema hidráulico

Son característicos en la formulación del problema de racionalización del transporte de fluidos, el costo atribuible a las tuberías (costos fijos) y el costo energético en cuanto a costos de explotación (costos variables). (Pérez, 2013).

Capítulo 2. Procedimiento teórico a partir de las características reológicas de la cola de desecho

En esta investigación los costos fijos, atribuibles a las tuberías, serán insignificantes debido a la existencia de un sistema de tuberías, nuevo, de alta calidad y para el cual no se han reportado costos de mantenimiento. De esta forma el análisis de dichos costos estará referido a los costos de mantenimiento en las bombas, que incluye la sustitución de piezas. Este parámetro se analizará solamente para la bomba 356 PU 1C.

2.4.1. Costo unitario de transportación

Atendiendo al costo de transportación del fluido el análisis va dirigido a encontrar el costo unitario de consumo energético para transportar un metro cúbico de colas, a una distancia de un metro en una hora de trabajo. El mismo se expresa por la siguiente ecuación, (Laurencio, 2007):

$$C_T = \frac{G_b}{Q \cdot L} \quad 2.19$$

Donde:

C_T : Costo unitario de transportación; CUC.

G_b : Gasto horario de la bomba; CUC.

Q : Caudal del fluido transportado; m³/h.

L : Longitud de la línea; m.

2.4.2. Gasto horario de la bomba (costo variable)

En este análisis solo se tienen en cuenta los gastos por consumo de energía eléctrica.

$$G_b = C_{elec} \quad 2.20$$

Donde:

C_{elec} : Costo por el consumo de energía eléctrica; CUC.

$$C_{elec} = \frac{T_a \cdot N_n \cdot K_p \cdot T_t}{\eta_m \cdot \eta_b} \quad 2.21$$

Capítulo 2. Procedimiento teórico a partir de las características reológicas de la cola de desecho

Donde:

Ta: Tarifa de corriente eléctrica para la Empresa Pedro Sotto Alba; 0,23 CUC/kW · h.

Nn: Potencia hidráulica; kW.

Kp: Coeficiente de pérdida; 1,04.

Tt: Cantidad de horas de funcionamiento; h.

η_m : Rendimiento del motor eléctrico; 0,85 %.

η_b : Rendimiento de la bomba; %.

2.4.3. Costo de mantenimiento de la bomba

El análisis de la reducción de los costos por rotura de los revestimientos “Neopreno” guarda relación con el establecimiento del diseño de rebombeo o bombeo escalonado. Teniendo en cuenta que con el nuevo diseño la presión y la velocidad del fluido tiende a disminuir considerablemente se percibe entonces una disminución del desgaste provocado por las altas velocidades del fluido. En tal caso debe existir un aumento de la vida útil de los revestimientos, hecho que se revela en la disminución de los costos de mantenimiento por las frecuentes roturas de los mismos. En la tabla 3.11 del capítulo 3 se da la relación de precios de las pizas de repuesto para la bomba 356 PU 1C.

Es necesario destacar que el análisis del costo de mantenimiento, en este caso, parte de la frecuencia de fallas ocurridas en el año 2015. Dadas en los meses de febrero, abril, mayo, agosto, septiembre y octubre las mismas estuvieron dirigidas, entre otros elementos, a los revestimientos de la entrada, la carcasa y la parte trasera de la bomba.

Conclusiones del capítulo

- Considerando el procedimiento empleado para determinar el factor de fricción en fluidos pseudoplásticos simples se determina que, a pesar de ser un procedimiento sencillo, el resultado de la equivalencia de la cola, originalmente (Bingham pseudoplástico), a un fluido pseudoplástico simple, es bastante acertado.
- El cálculo de los parámetros de la bomba hidráulica tales como: potencia y rendimiento son posibles determinarlos teóricamente mediante expresiones

Capítulo 2. Procedimiento teórico a partir de las características reológicas de la cola de desecho

matemáticas, aunque se obtienen también de forma gráfica, como es el caso, cuando se posee el catálogo según el fabricante y se emplea el procedimiento correcto para ese fin.

CAPÍTULO 3

CAPÍTULO 3: ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS. VALORACIÓN ECONÓMICA Y MEDIOAMBIENTAL

Introducción

Con las metodologías y métodos empleados en el capítulo 2, se ha logrado detectar las diferentes características e interacciones que existen entre los múltiples elementos que están presentes en la investigación.

En este capítulo se muestran los resultados obtenidos de las ecuaciones desarrolladas que han permitido comprobar el diseño del sistema de bombeo de colas desde la Planta Lavaderos hasta la Presa de Colas. Se ha desarrollado además una documentación técnica que da las soluciones que son desconocidas actualmente. El **objetivo de este capítulo** es realizar la valoración crítica de los resultados obtenidos en la investigación, así como la valoración económica y medioambiental para la instalación.

3.1. Caracterización reológica de la cola

En el trabajo de Góngora (2011) se manifiesta que para concentraciones entre un 23 y un 46 % de sólidos y temperatura ambiente las suspensiones acuosas de pulpas lixiviadas presentan un comportamiento reológico no newtoniano que puede describirse por los modelos de Ostwald de Waele o de Bulkley - Herschell, aunque los coeficientes de regresión de este último resultaron ser ligeramente superiores, ver figura 3.1. Concluye que la forma de las curvas indicaba la presencia de un esfuerzo cortante inicial demostrándose las propiedades plásticas que presentan las colas. En este caso se determina un fluido plástico real o Bingham pseudoplástico para un 38 % de sólidos en suspensión.

Las suspensiones más diluidas exhiben menores valores de τ_0 debido a una menor interacción entre las partículas, ya que son mayores las fuerzas de repulsión; sin embargo, en las suspensiones más concentradas las partículas se encuentran cerca unas de otras, prevaleciendo las fuerzas de Van der Waals, lo que contribuye a la formación de flóculos y agregados que dan lugar a estructuras mucho más fuertes y, por lo tanto, a mayores valores de esfuerzo cortante inicial. (Góngora, 2011).

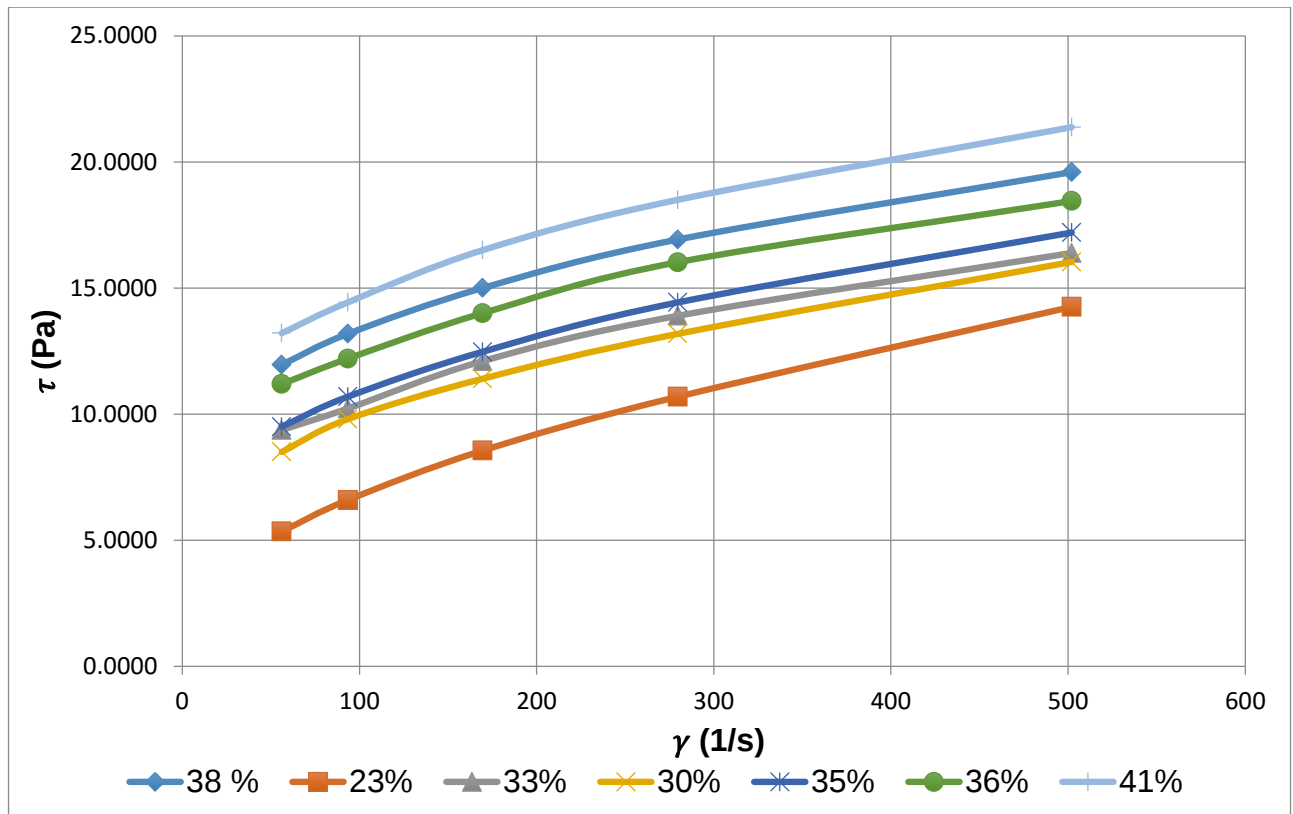


Figura 3.1. Curvas de flujo obtenidas a diferentes porciento de sólidos

Fuente: Góngora (2011)

Las curvas representadas en el gráfico de la figura 3.1 describen el comportamiento típico de las suspensiones no newtonianas. Se percibe que a medida que aumenta la concentración de sólidos, los esfuerzos cortantes (τ) se incrementan y, por tanto, las viscosidades aparentes para un valor fijo de gradiente de velocidad (γ).

La ecuación con el valor de sus coeficientes que describe el modelo reológico para fluido plástico real, obtenido en el análisis reológico, aparece en la tabla 3.1.

Tabla 3.1. Ecuación del modelo reológico obtenido

$\tau = \tau_0 + K \cdot \gamma^n$			
% sólidos	τ_0	K	n
38	6,1497	1,2325	0,3844

Fuente: Góngora (2011)

3.1.1. Ajuste de las curvas de flujo según el procedimiento de Gardea (2008)

Para obtener las curvas de flujo de los modelos reológicos empleados fue necesario utilizar la ecuación reológica correspondiente a cada modelo, tabla 3.2:

Tabla 3.2. Ecuaciones de los modelos reológicos empleados

No.	ecuaciones reológicas	coeficientes		
		τ_0	K	n
1	$\tau = \tau_0 + K \cdot \gamma^n$	6,1497	1,2325	0,3844
2	$\tau = \tau_0 + K \cdot \gamma$	6,1497	1,2325	1
3	$\tau = K \cdot \gamma^n$	0	1,2325	0,3844

La ecuación 1, tabla 3.2, corresponde a la curva de flujo para Bingham pseudoplástico. En la ecuación 2 fueron sustituidos los valores de los coeficientes y, a partir de los diferentes valores de gradiente de velocidad obtenidos inicialmente, se determinaron los valores para el esfuerzo cortante. El mismo procedimiento se usó en la ecuación 3.

Luego, para observar de forma gráfica el comportamiento de τ como función de γ para cada ecuación señalada, se confeccionó el gráfico de la figura 3.2 mediante el software Excel 2010.

El Bingham pseudoplástico y el pseudoplástico simple están descritos por curvas paralelas que se encuentran separadas a una distancia igual al esfuerzo cortante, lo que no ocurre con el Bingham plástico, bastaría usar los resultados de un pseudoplástico incrementando en alguna forma el efecto del esfuerzo cortante. (Gardea, 2008).

Se concluye entonces que el comportamiento reológico de la cola, originalmente (plástico real), se asemeja a un pseudoplástico simple; por lo que se tomará este resultado para efectuar los posteriores cálculos y obtener así los parámetros del sistema a partir de las características de este modelo reológico.

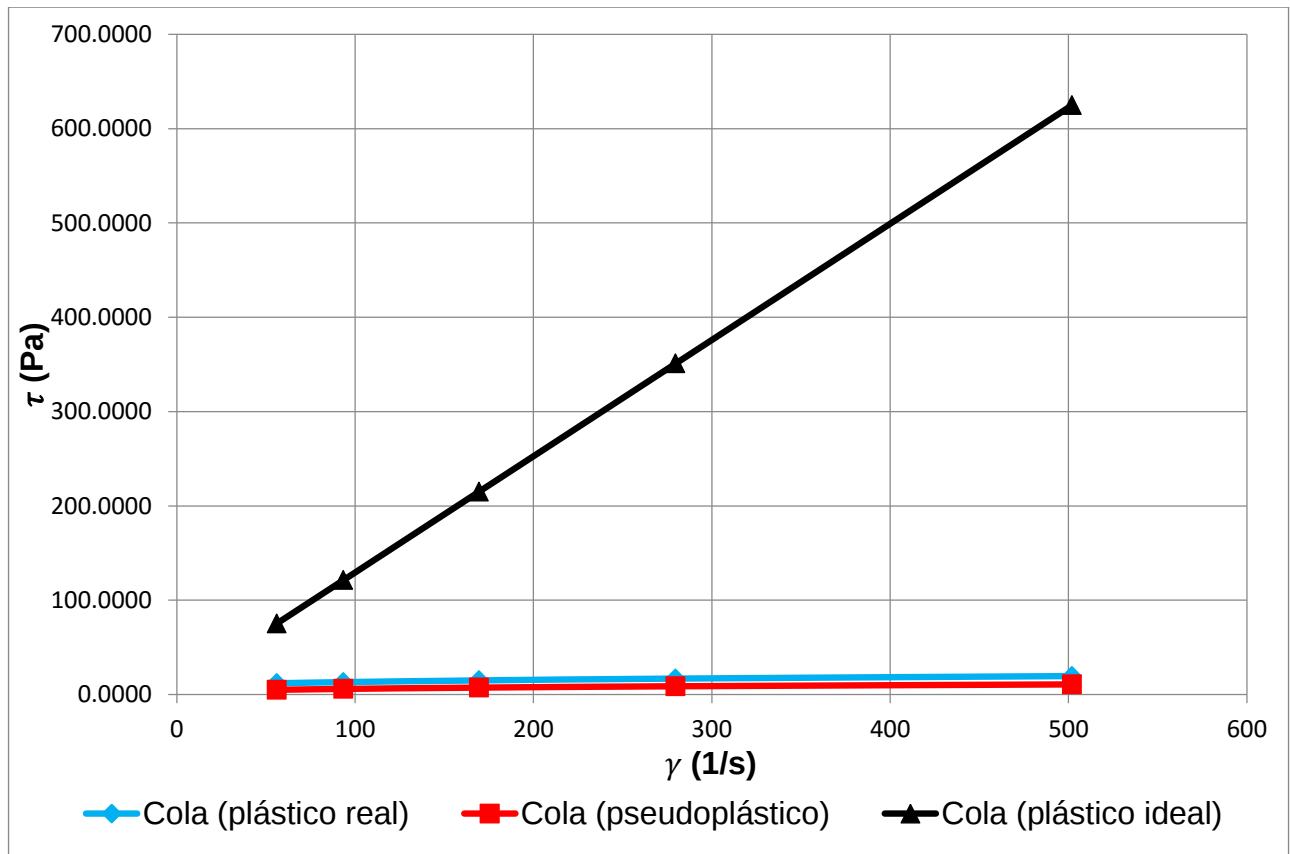


Figura 3.2. Bingham pseudoplástico y sus dos componentes simuladas

En la figura 3.2 se representan las tres curvas reológicas correspondientes a los tipos de flujo analizados: el real y sus componentes. Se observa que fluido Bingham plástico (plástico ideal), para los mismos valores de γ , requiere esfuerzos cortantes mucho mayores que los otros dos: el Bingham pseudoplástico (plástico real) que corresponde al lodo residual y el pseudoplástico simple. En las figuras 4.2 a) y 4.2 b) de los Anexos aparece la comparación de las curvas de flujo, vistas anteriormente, por separado.

3.2. Obtención de la curva de la red

Obtenido el comportamiento reológico del fluido a manejar se procedió a realizar el cálculo hidráulico o balance mecánico del sistema a partir de datos reales como: Altura estática de succión y descarga, diámetro y número de accesorios de la tubería, entre otros. Para encontrar los diferentes parámetros de la red fue necesario definir los coeficientes de cada ecuación como aparece en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Coeficientes de las fórmulas empleadas

coeficiente	resultado		unidad	ecuación
Diámetro interior (D)	0,349	0,311	m	2.2
Densidad (ρ_p)	1 391,7		kg/m ³	2.4
Coeficiente de pérdidas ($\sum \xi$)	34,52		adimensional	2.6
Longitud de la línea (L)	3 800		m	2.6
Constante de la gravedad (g)	9,81		m/s ²	2.6
Diferencia de altura (ΔZ)	26,56		m	2.7

En el cálculo hidráulico se tuvieron en cuenta diferentes diámetros de la tubería existentes en dos longitudes distintas: longitud 1 (2 000 m) con diámetro interior de 0,349 m (18" exterior) y longitud 2 (1 800 m) con diámetro interior de 0,311 m (16" exterior).

3.2.1. Magnitud de los coeficientes de pérdidas locales

En la mayor parte de los sistemas de flujo, la pérdida de energía primaria se debe a la fricción de conducto. Los demás tipos de pérdidas generalmente son pequeñas en comparación, y por consiguiente se hace referencia a ellas como pérdidas menores. Las pérdidas menores ocurren cuando hay un cambio en la sección cruzada de la trayectoria de flujo, o cuando la trayectoria de flujo se encuentra obstruida, como sucede con una válvula. La energía se pierde bajo estas condiciones debido a fenómenos físicos bastante complejos. La predicción teórica de la magnitud de estas pérdidas también es compleja, y por tanto, normalmente se usan los datos experimentales. (Moot, 1996).

En la tabla 3.4 se muestran los valores del coeficiente de pérdidas locales del sistema de tubería en relación a la cantidad de accesorios que posee la línea en la longitud 1.

Tabla 3.4. Coeficiente de pérdidas locales (ξ) en longitud 1 de la tubería

accesorios	cantidad	magnitud	pérdida local (ξ)
Entrada ligeramente redondeada	1	0,23	0,23
T (salida lateral)	4	1,8	7,2
Válvula mariposa (cerrada 5°)	5	0,24	1,2
Codo 90° (radio grande)	1	0,6	0,6
Codo 90° (radio normal)	4	0,75	3
Reducido 22 X 18	1	0,003	0,003
Reducido 18 X 16	1	0,0043	0,0043
Reducido 18 X 10	2	0,11	0,22
Reducido 18 X 12	1	0,09	0,09
Total	-	-	12,547

Fuentes: Rodríguez (2008) y Montero (2010)

El valor de la pérdida local, para cada accesorio, se encuentra multiplicando la magnitud del coeficiente por la cantidad de accesorios del mismo tipo. Se procede de esta forma para cada tipo de accesorio y la suma del valor de todos los coeficientes resulta el coeficiente de pérdidas locales de la línea.

Por consiguiente en la tabla 3.5 aparece el coeficiente de pérdidas locales para los diferentes tipos de accesorios que posee la tubería en la longitud 2.

Tabla 3.5. Coeficiente de pérdidas locales (ξ) en longitud 2 de la tubería

accesorios	cantidad	magnitud	pérdida local (ξ)
Salida	1	1	1
Reducido 16 X 10	1	0,12	0,12
Reducido 10 X 18	1	0,2	0,2
Válvula de compuerta (abierta $\frac{3}{4}$)	3	1,15	3,45
Válvula mariposa (cerrada 5°)	5	0,24	1,2
Codo 45° (radio normal)	4	0,4	1,6
T (salida lateral), spigots	8	1,8	14,4
Total	-	-	21,970

Fuentes: Rodríguez (2008) y Montero (2010)

Los spigots citados son tuberías de 1 m de longitud y de 102 mm de diámetro; mediante los mismos el fluido es descargado en diferentes puntos de la Presa.

Este coeficiente ξ influye en la determinación del coeficiente de resistencia mecánica de la línea en la ecuación 2.6.

3.2.2. Parámetros fundamentales de la curva de la red

El resultado de los parámetros fundamentales que caracterizan el comportamiento de la curva de la red, luego de desarrollada la metodología para el cálculo hidráulico, se muestran en la tabla 3.6.

Es necesario señalar que cuando se mencionan las bombas 356 PU 1(A, B) se hace referencia a la operación de una de las dos por separado, de acuerdo a la conveniencia de la Planta Lavaderos. Esto está dado a que dichas bombas al poseer iguales características e igual longitud de succión los parámetros de funcionamiento de cada una serán similares.

Tabla 3.6. Parámetros fundamentales del cálculo hidráulico en conexión serie del sistema

parámetros fundamentales	bombas		unidad	ecuación
	356 PU 1(A, B)	356 PU 1C		
Velocidad (v)	0,261	1,583	m/s	2.2
Reynolds (Re)	481,9	5 105	adimensional	2.4
Factor de fricción de Darcy (λ)	2,084E ⁻²	2,080E ⁻²	adimensional	-
Resistencia mecánica de la red (R)	736,3	734,5	(s ² /m ⁵)	2.6
Carga total (H)	32,5	68,5	m	2.7
NPSHd	15,29	14,16	m	2.18
NPSHr	2,43	3,52	m	-
Presión de descarga	-	9,57·10 ⁵	Pa	2.16
Relación de transmisión (i) $i = f(D)$	-	2,300	adimensional	2.10
Relación de transmisión (i) $i = f(n)$	-	2,325	adimensional	2.11
Pérdidas totales en la succión ($\sum h_{succ}$)	8,75	8,75	adimensional	2.18

Para obtener los parámetros característicos de la red se procedió a tomar ocho valores de caudales, donde $568 \text{ m}^3/\text{h}$ (2 500 gpm), es el valor promedio del caudal que fluye en las líneas. El número de Reynolds al ser menor que 2 300 indica que el fluido, cuando es trasegado por las bombas 356 PU 1A o 356 PU 1B, se encuentra en régimen laminar. En el caso de la bomba 356 PU 1C se observa que trasiega un flujo en régimen turbulento, siendo la velocidad del mismo superior.

Según los valores de NPSH se determina que el funcionamiento de las tres bombas señaladas está libre del fenómeno de cavitación, de acuerdo a lo establecido en la expresión 2.17.

Los datos de la tabla 3.6 fueron usados para obtener el gráfico de la figura 3.3, mediante el software Excel 2010.

3.3. Cálculo de los parámetros característicos de las turbomáquinas

En la tabla 3.7 se observan los valores de las alturas de carga de las bombas del sistema hidráulico teniendo presente los tipos de conexiones que son efectuadas en la operación.

Tabla 3.7. Altura de carga de la bomba (Hb) para las conexiones posibles

Q (m^3/h)	0	227,1	454,2	681,4	908,5	1 135	1 362	1 590
Hb 356 PU 1B en serie con 356 PU 1A (m.c.H₂O)	65,22	64,62	64,00	59,74	57,30	51,82	44,50	35,36
Hb 356 PU 1C en serie con 356 PU 1(A, B) (m.c.H₂O)	70,10	70,11	69,19	65,84	62,18	55,78	47,85	37,49
Q 356 PU 1B en paralelo con 356 PU 1A (m^3/h)	0	454,2	908,4	1 363	1 817	2 270	2 724	3 180

Para distintos caudales aparecen, en la tabla anterior, los valores de cada punto de las curvas características en relación a las alturas o caudales que alcanzan las bombas conectadas en serie o en paralelo respectivamente.

A continuación, en la figura 3.3, se muestra el gráfico que revela el comportamiento de la curva da la red, altura neta positiva de succión, disponible y requerida, y las curvas

de funcionamiento de la bomba 356 PU 1(A, B) y 356 PU 1C estando conectadas en serie.

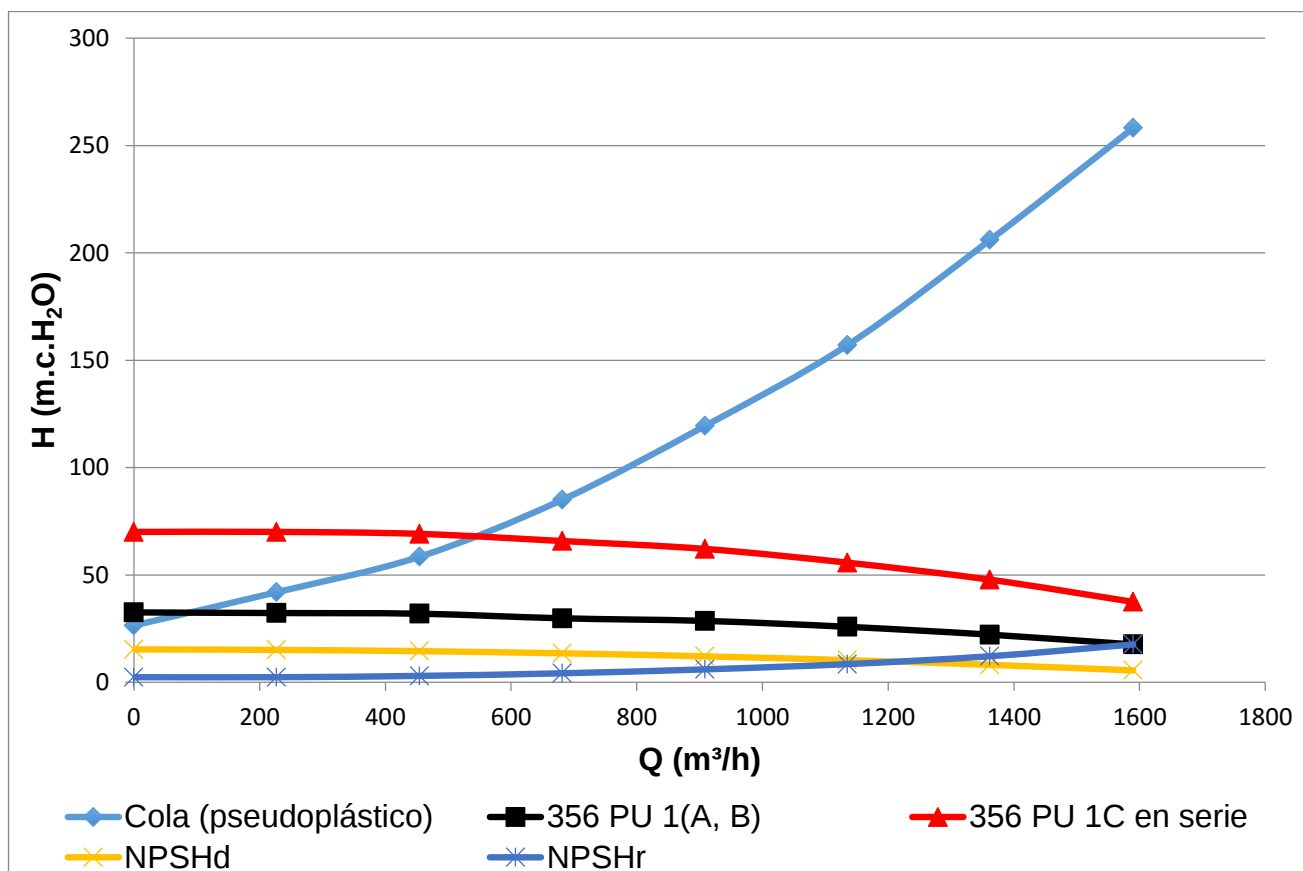


Figura 3.3. Representación de la conexión en serie de 356 PU 1(A, B) y 356 PU 1C

Para el tipo de conexión especificada y la operación de las bombas a las que se hace referencia en este gráfico se tiene que los parámetros de trabajo: caudal y altura de la bomba 356 PU 1(A, B) es de 90 m³/h (396 gpm) y 32,5 m.c.H₂O (107 ft.c.H₂O) respectivamente. Analizando los parámetros de operación para la bomba reforzadora (356 PU 1C) se determina que los mismos ascienden, encontrándose un caudal de 545 m³/h (2 399 gpm) y una carga máxima de 68,5 m.c.H₂O (225 ft.c.H₂O).

A continuación aparece la figura 3.4 que revela el comportamiento de la curva da la red, altura neta positiva de succión, disponible y requerida, y las curvas de funcionamiento de las bombas 356 PU 1A y 356 PU 1B estando conectadas en serie.

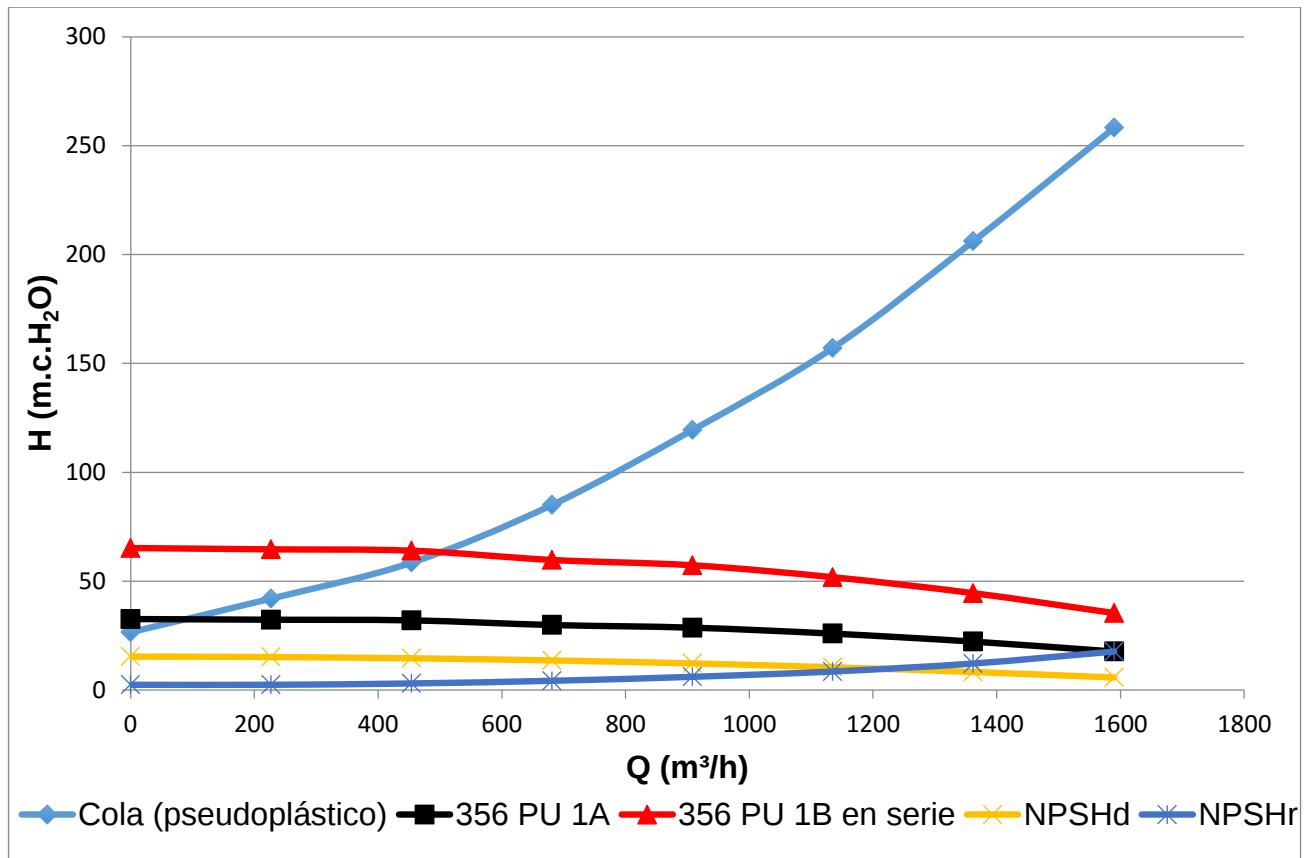


Figura 3.4. Representación de la conexión en serie de 356 PU 1A y 356 PU 1B

En este caso para la conexión en serie de las bombas especificadas en el gráfico anterior se tiene que el caudal y altura de trabajo de la bomba 356 PU 1A es de 90 m³/h (396 gpm) y 32,5 m.c.H₂O (107 ft.c.H₂O) respectivamente. Analizando los parámetros de operación para la bomba 356 PU 1B se determina que los mismos descienden, en comparación con 356 PU 1C (figura 3.3), encontrándose un caudal de 500 m³/h (2 201 gpm) y una carga máxima de 63,9 m.c.H₂O (209 ft.c.H₂O). Se observa también que no existe régimen de cavitación cuando se analiza solamente la bomba 356 PU 1A y, de igual forma, cuando se analiza el sistema en serie.

Cuando se efectúa la conexión en paralelo las variaciones que ocurren en los parámetros fundamentales del sistema hidráulico son notablemente pequeñas. En el siguiente gráfico aparece el comportamiento del sistema para este tipo de combinación.

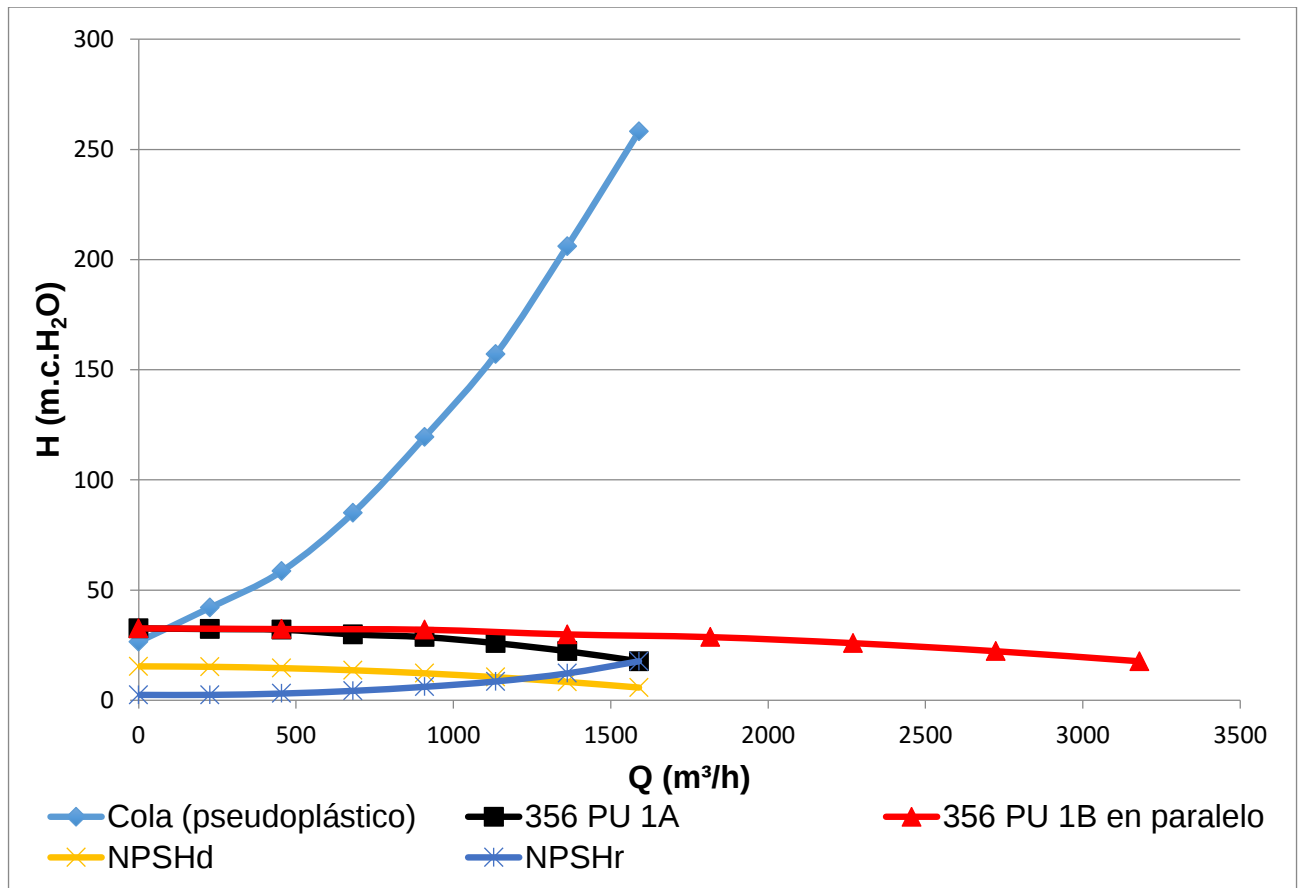


Figura 3.5. Representación de la conexión en paralelo de 356 PU 1A y 356 PU 1B

Según el gráfico de la figura 3.5 se encuentra que el caudal y altura de trabajo de la bomba 356 PU 1A es de 90 m³/h (396 gpm) y 32,5 m.c.H₂O (107 ft.c.H₂O) respectivamente. Los parámetros de operación para la bomba 356 PU 1B poseen los siguientes valores: caudal de 95 m³/h (418 gpm) y una carga máxima de 32,5 m.c.H₂O (107 ft.c.H₂O). Se observa, al efectuar esta combinación y estando el sistema libre de cavitación, que no existen incrementos notables en la variable caudal la cual, teóricamente, debe crecer perceptiblemente al efectuarse esta combinación hidráulica.

3.3.1. Determinación de la potencia y rendimiento del sistema

Graficados los valores de las curvas de potencia y rendimiento según las tablas 2.2 y 2.3 del capítulo 2, cuando trabaja solamente la bomba 356 PU 1C en el sistema, se obtienen los siguientes gráficos.

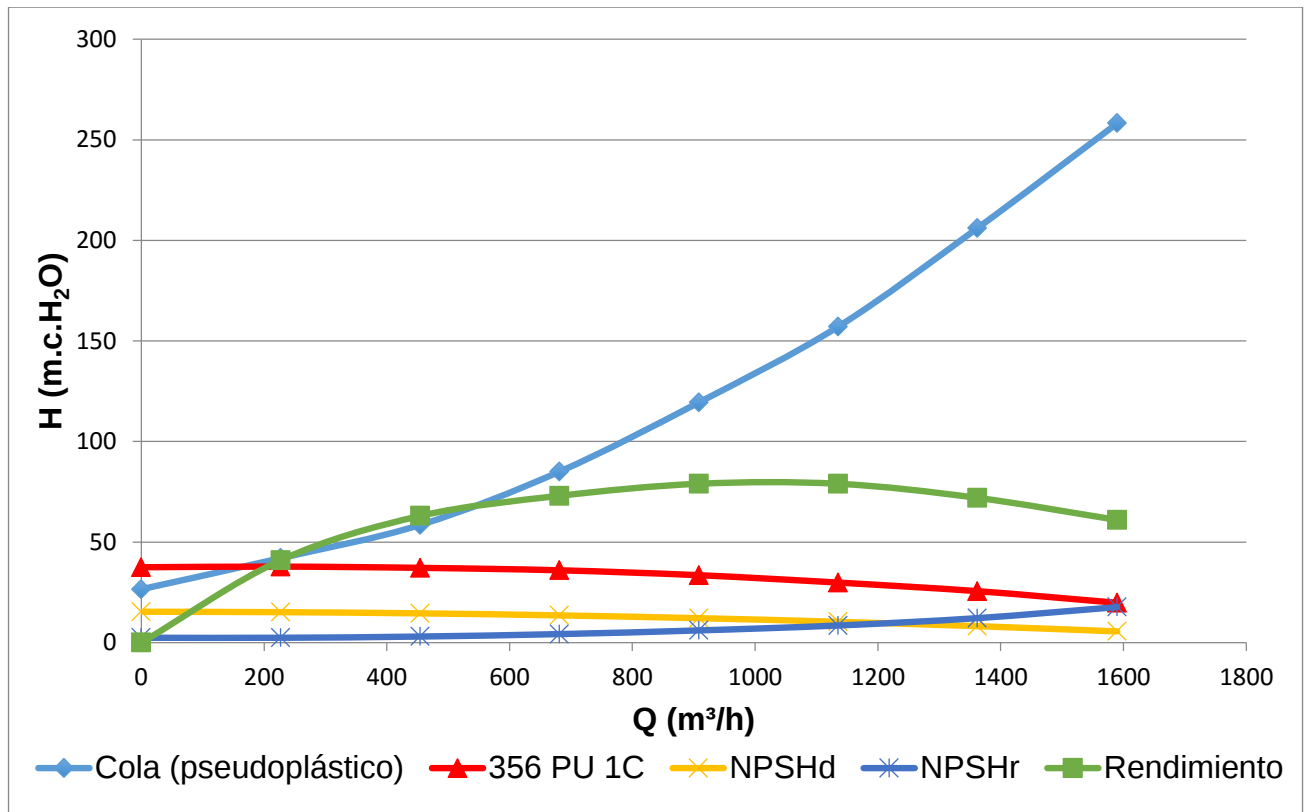


Figura 3.6. Funcionamiento de 356 PU 1C en el sistema hidráulico

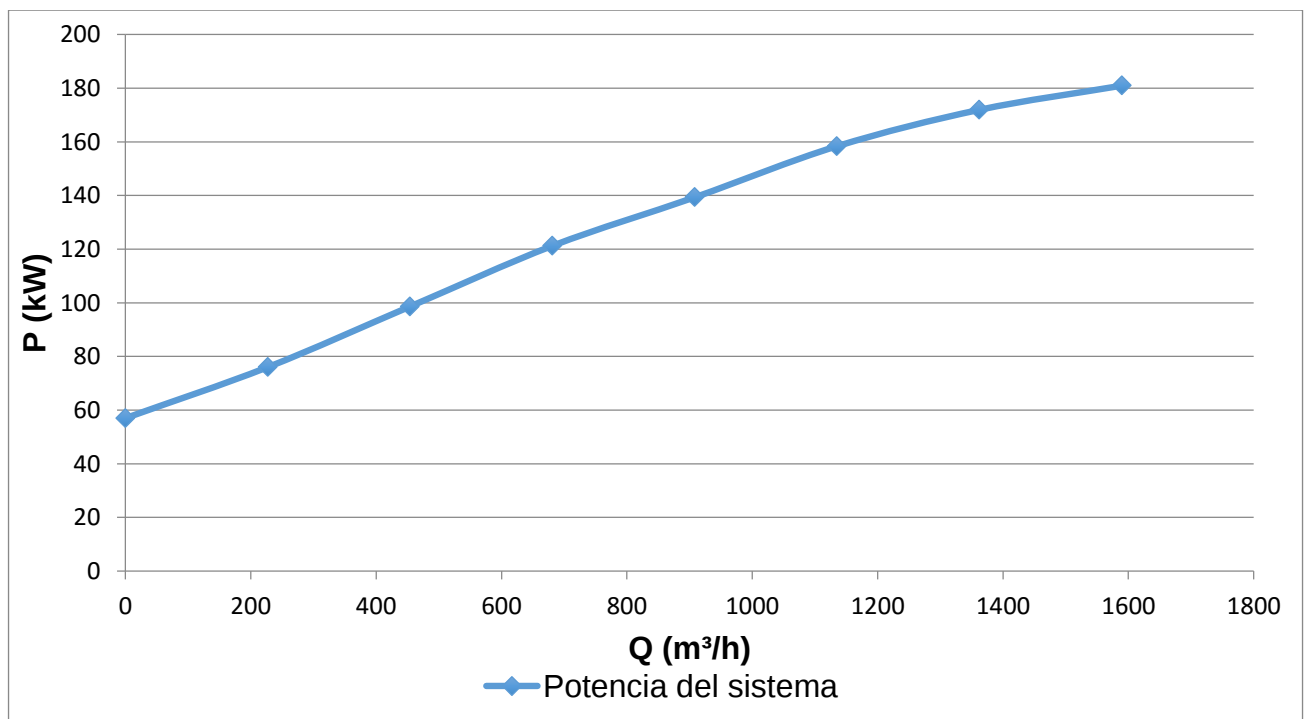


Figura 3.7. Potencia de la bomba

Los valores del rendimiento hidráulico se han representado en la figura 3.6 para observar que porcentaje de rendimiento alcanza la bomba en operación. Se define que para los parámetros de trabajo: caudal y altura de 170 m³/h (748 gpm) y 37,5 m (123 ft.c.H₂O) respectivamente el sistema posee un 35 % de rendimiento hidráulico.

Si se traza una recta vertical partiendo del punto de operación del primer gráfico y se extiende al gráfico siguiente se obtiene la potencia con que funciona la bomba en el sistema, la misma es de 71 kW.

Cuando se evalúa la posibilidad del trasiego de la cola por la acción de la bomba 356 PU 1C se encuentra que no cumple con lo requerido por el sistema donde, para condiciones normales de operación, el caudal debe ser superior a 568 m³/h (2 500 gpm); aunque la altura de carga que alcanza indica que si logra elevar el fluido a la Presa de Colas.

3.3.2. Cálculo de la velocidad específica

En la expresión 2.9 teniendo en cuenta los datos experimentales del número de revoluciones en el árbol de la bomba, para las bombas 356 PU 1(A, B y C), se tienen los siguientes coeficientes:

Tabla 3.8. Relación de parámetros correspondientes a la velocidad específica

numeración de la bomba	número de revoluciones (min ⁻¹)	caudal (m ³ /h)/(gpm)	altura de succión (m)/(ft)
356 PU 1C	767	857 / 3 772	5,44 / 17,85
356 PU 1(A, B)	706	576 / 2 539	5,44 / 17,85

Luego se obtiene que la velocidad específica (n_s) para la bomba 356 PU 1C es de 105 min⁻¹ y para las bombas 356 PU 1(A, B) es de 79,2 min⁻¹. Se determina entonces que la bomba 356 PU 1C es de velocidad normal ya que $80 \leq n_s \leq 150$; y las máquinas 356 PU 1(A, B) son de velocidad lenta debido a que $n_s \leq 80$ min⁻¹, según la tabla 4.1 de los Anexos.

3.4. Diseño del bombeo escalonado

Efectuado el procedimiento descrito en el epígrafe 1.5.2 del capítulo 1, respecto al diseño del rebombeo o bombeo escalonado, fue posible obtener el siguiente gráfico que muestra el comportamiento de las curvas de funcionamiento de la bomba 356 PU 1(A, B), para el tramo 1, y 356 PU 1C para el tramo 2.

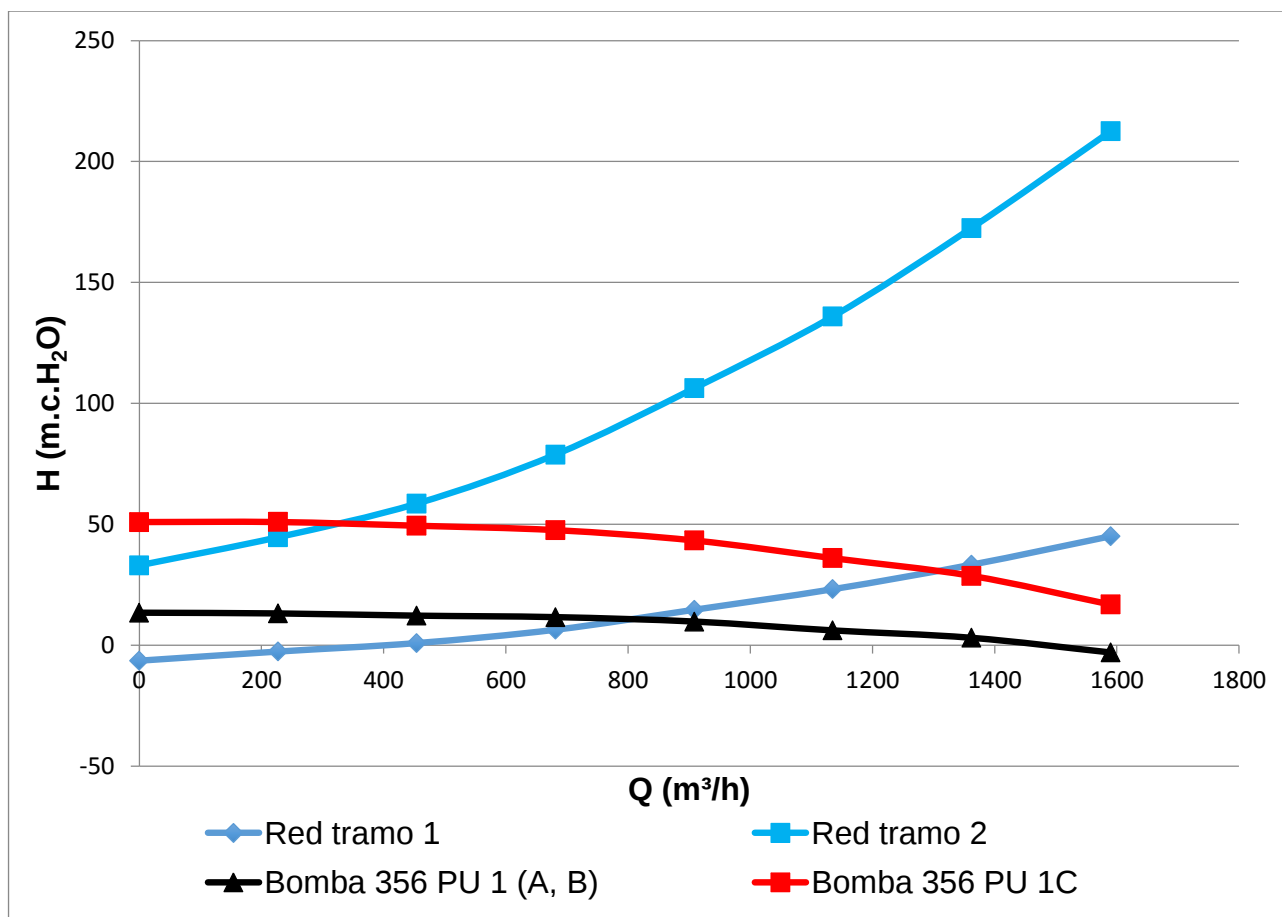


Figura 3.8. Representación del bombeo escalonado con 356 PU 1(A, B) y 356 PU 1C

En esta propuesta de diseño hidráulico, con conexión en serie de las bombas especificadas en la figura anterior, se tiene que el caudal y altura de trabajo para la bomba 356 PU 1(A, B) es de 800 m³/h (3 522 gpm) y 32,5 m.c.H₂O (107 ft.c.H₂O) respectivamente. Analizando los parámetros de operación para la bomba 356 PU 1C se encuentra un caudal de 330 m³/h (1 453 gpm) y una carga máxima de 50,2 m.c.H₂O (165 ft.c.H₂O). En la tabla siguiente se especifican los parámetros fundamentales en este nuevo diseño.

Tabla 3.9. Parámetros fundamentales del cálculo hidráulico en bombeo escalonado

parámetros fundamentales	bombas		unidad	ecuación
	356 PU 1(A, B) en tramo 1	356 PU 1C en tramo 2		
Velocidad (v)	2,324	0,959	m/s	2.2
Reynolds (Re)	9 394	2 354	adimensional	2.4
Factor de fricción de Darcy (λ)	0,0164	$3,940E^{-2}$	adimensional	-
Resistencia mecánica de la red (R)	343,8	652,67	(s ² /m ⁵)	2.6
Presión de descarga	-	$6,94 \cdot 10^5$	Pa	2.16

Se observa que con el bombeo escalonado disminuye la presión de descarga de la bomba reforzadora (356 PU 1C) lo que ayuda al alargamiento de la vida útil del revestimiento analizando el parámetro: carga de rotura que, para el revestimiento “Neopreno”, el valor admisible es de $35 \cdot 10^5$ Pa. Ver ficha técnica Neopreno, Anexos.

La velocidad del fluido a la salida de la bomba reforzadora es menor en comparación a la velocidad de salida del fluido de la misma bomba pero en el diseño actual lo que incide de manera positiva en la permanencia del revestimiento. Por otra parte se tiene que la velocidad de entrada, a esta bomba, es superior a la de salida lo que no es conveniente. Esto puede estar dado a que el primer tramo seleccionado posee pequeña resistencia para la bomba respectiva a ese tramo, en otras palabras la bomba está sobredimensionada para esa red hidráulica.

Se analiza también que, con el bombeo escalonado, el fluido va disminuyendo su temperatura a lo largo de la línea y al entrar en la segunda bomba su temperatura no incide de manera negativa en el material del revestimiento.

El gráfico de la figura 3.9 muestra el comportamiento de la pérdida de presión de las bombas 356 PU 1(A, B) y 356 PU 1C, en los dos tramos del diseño escalonado, en función de la longitud total de la red del sistema.

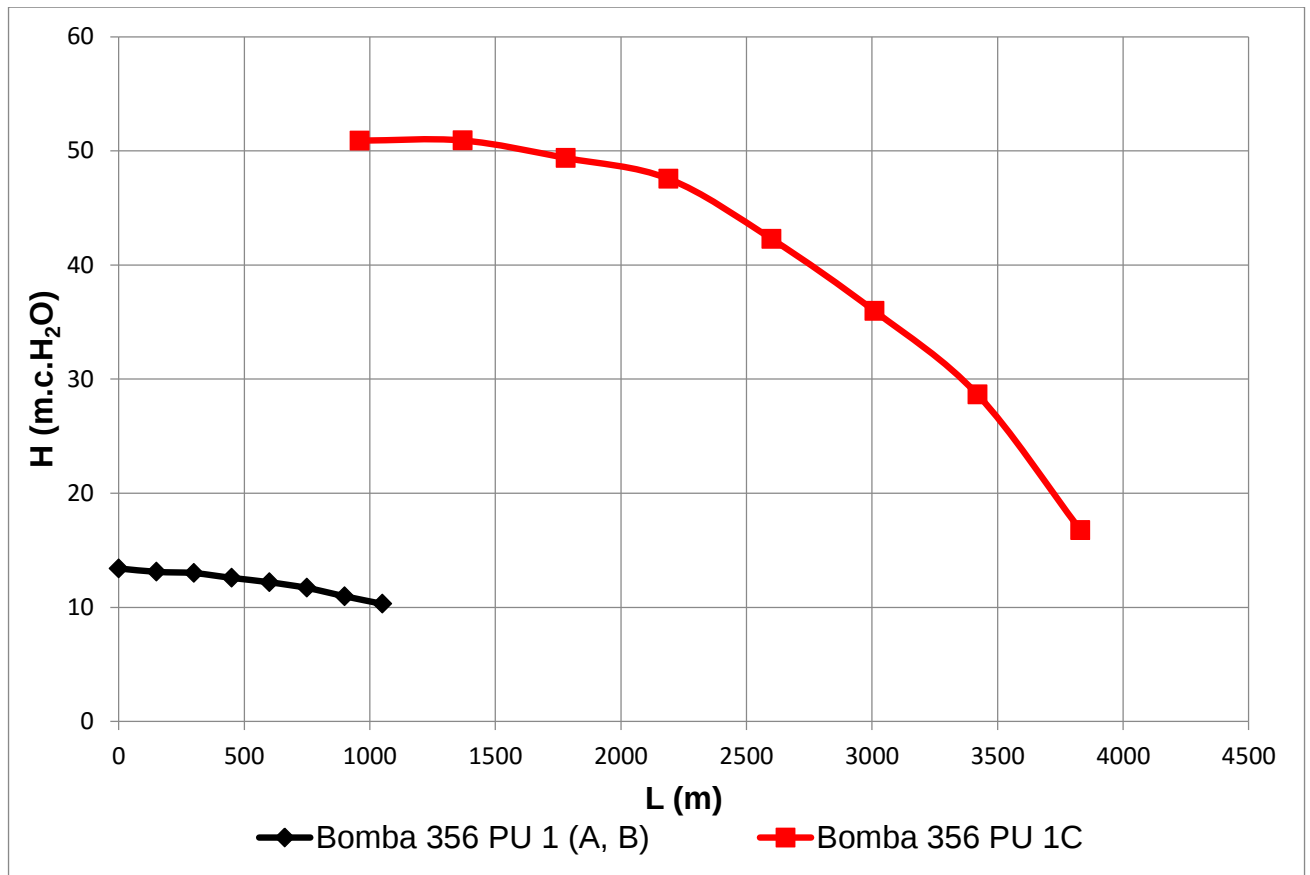


Figura 3.9. Pérdida de presión de 356 PU 1(A, B) y 356 PU 1C en función de la longitud

Sobre los límites de la longitud del primer tramo se observa que la altura de carga de la bomba 356 PU 1(A, B) va disminuyendo hasta aproximadamente 10 m.c.H₂O. A partir de esa longitud debe comenzar la operación de la bomba reforzadora. La misma eleva la presión del fluido hasta aproximadamente 51 m.c.H₂O para ser bombeado a su destino.

3.4.1. Nuevos puntos de descarga

El cálculo hidráulico realizado para los nuevos puntos de descarga: Extensión Norte y Área 22, analizando el diseño escalonado y los parámetros de 356 PU 1C estuvo dado al hecho de que la descarga actual: Presa de Colas terminará su capacidad dentro de dos meses a partir de junio de 2016. Los resultados de los principales parámetros y coeficientes de las fórmulas empleadas en este cálculo aparecen en la tabla 4.3 de los Anexos. Para los dos casos de descarga se tomó como diámetro interior de la tubería

18" (0,349 m). La altura de succión y de descarga de la bomba, para Extensión Norte, es 5,44 m y 11 m respectivamente; para el Área 22 es 5,44 m y 24 m respectivamente.

La altura sobre el nivel del mar de la Extensión Norte y Área 22 es de 22 m y 35 m respectivamente.

3.5. Valoración económica

Es importante en toda investigación evaluar la incidencia económica que poseen los procesos analizados, a fin de encontrar si es rentable su funcionamiento y que acciones pueden realizarse para reducir los costos económicos. Efectuado el procedimiento descrito en el epígrafe 2.4 del capítulo 2, respecto al costo unitario de transportación y al costo de mantenimiento de la bomba, se muestran los resultados a continuación.

3.5.1. Evaluación del costo unitario de transportación

En la tabla 3.10, se resume el análisis del costo de energía eléctrica que incurre al transportarse la cola de rechazo a diferentes caudales en la tubería a escala de laboratorio, una distancia de un metro y en una hora de trabajo; para el cálculo se asumen tres rendimientos de bombeo (60; 70 y 80 %). Para el cálculo del costo, se empleó la ecuación 2.19.

Tabla 3.10 Costo en CUC; para distintos rendimientos de bombeo, al transportar la cola en 18" a una distancia de un metro

No.	Q (m ³ /h)	Celec (CUC)		
		η (60 %)	η (70%)	η (80%)
1	227,1	0,000006	0,000005	0,000004
2	454,2	0,000006	0,000006	0,000005
3	681,4	0,000008	0,000007	0,000006
4	908,5	0,000010	0,000008	0,000007
5	1 135	0,000013	0,000011	0,000010
6	1 362	0,000019	0,000017	0,000014
7	1 590	0,000039	0,000033	0,000029

Estos resultados, brindan en cierta medida el costo por consumo de energía para transportar la cola de rechazo; es de notar que los costos son ínfimamente pequeños, se debe tener en cuenta que es el costo de transportación en una distancia de un metro para una tubería de 18 pulgadas con diámetro interior (0,349 m) en una hora de trabajo. El gráfico de la figura 3.10 muestra el comportamiento del costo en función del caudal transportado. En este gráfico se nota de forma clara en qué medida influye el aumento del rendimiento en los costos de operación.

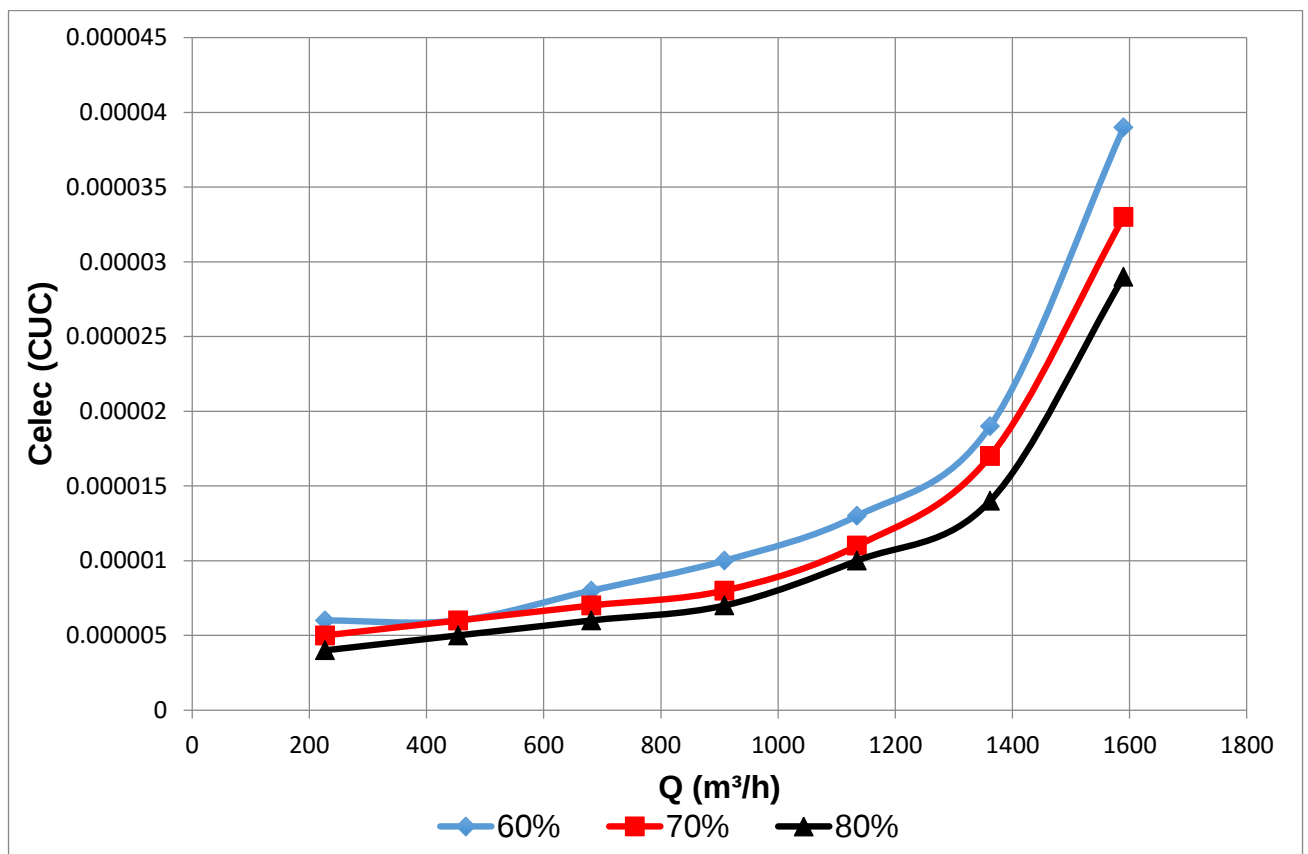


Figura 3.10. Comportamiento costo en CUC para distintos rendimientos de bombeo

Se percibe que al aumentar el rendimiento hidráulico de la bomba disminuye el costo de consumo de energía eléctrica para bombear las colas de rechazo al punto de descarga. Teniendo en cuenta solamente la operación de la máquina 356 PU 1C, con un rendimiento hidráulico de 35 % y evaluándose el costo de bombeo para un año, con un rendimiento aproximado al 80 %, se determina un costo de 77,4 centavos (para 35 % de η) a 33,9 centavos (para 80 % de η).

3.5.2. Evaluación del costo de mantenimiento de la bomba

Desde el año 2014 Moa Nickel perdió el contrato con el suministrador de estas bombas: Denver, Metso y Svedala para la adquisición de sus respectivas piezas de repuesto, por lo que se ha planificado la sustitución de las mismas. Todo esto ha ocasionado la aplicación de una Política de Mantenimiento Correctivo en lugar de Preventivo.

Cuando se efectúa el cambio de alguna pieza, para la bomba 356 PU 1C, se incurre en los precios que aparecen en la siguiente tabla:

Tabla 3.11. Relación de precios de piezas de repuesto para 356 PU 1C

Piezas de repuesto	Precio (USD)
Revestimiento de entrada	2 233,55
Revestimiento de la carcasa	2 497,39
Revestimiento trasero	4 221,92
Impelente	7 056,01
Sello mecánico	17 239,45
Reparación del sello	6 209,58
Caja de empaquetadura, SS 316L	2 459,22

Se han citado en la tabla 3.11 las piezas que con mayor frecuencia han sufrido roturas en años anteriores. Se observa que el precio de los sellos mecánicos, así como de su equipamiento de reparación, es elevado por lo que la búsqueda de la causa de rotura de los mismos constituye una importante vía para la reducción de los costos de mantenimiento. Analizando la frecuencia de rotura del año 2015 las cuales incidieron en los revestimientos y sellos se encontró se había incurrido en los siguientes gastos:

- 662 330,85 CUC (inversión en materiales).
- 38 747,57 CUC (mano de obra).
- 701 078,36 CUC (total).

Debido a la elevación de los costos analizados se decidió instalar empaquetaduras en lugar de sellos mecánicos. En este caso las empaquetaduras como elementos de sellaje son menos costosas que los anteriores, pero poseen inferior calidad.

Pronosticándose una disminución de las roturas de los revestimientos, con la propuesta del bombeo escalonado, se encuentra que existirá una reducción considerable de los costos. Si las fallas por año (seis en 2015), con un valor total de 16 181,19 CUC, se reducen a dos en el mismo intervalo de tiempo, con gastos estimados en 4 730,94 CUC se ahorraría aproximadamente 11 450,25 CUC.

3.6. Impacto medioambiental

La Fábrica de Níquel del sureste de la ciudad de Moa “Comandante Pedro Sotelo Alba”, posee un impacto medioambiental el cual es necesario analizar y tener en cuenta. Debido a problemas tecnológicos, durante todo el período de explotación, en ocasiones se han originado afectaciones medioambientales relacionadas con el vertido de efluentes líquidos crudos y también algunos residuos sólidos. El principal impacto que produce la instalación de pulpa abrasiva (cola), es la erosión de polvo de cola, gases amoniacales y otros componentes nocivos para la salud del hombre.

3.6.1. Efectos ambientales en la instalación de bombeo de colas

- Derrame en el puente de tuberías por salidero de cola a raíz de roturas, provocando emisión de gases tóxicos al personal de operación y mantenimiento.
- Sedimentación de polvo de cola en lugares donde se ha averiado el sistema, afectando la salud de personas.
- Constantes averías de la bomba de cola, provocando inmediaciones y desprendimientos de gases calientes en la instalación.
- Polvos producto del proceso tecnológico Piro – metalúrgico (tales como Polvo de minerales de Níquel con una concentración de 30 mg/m^3), radiactividad del Cobalto, por lo cual el aire se considera que está enrarecido.

3.6.2. Medidas constructivas para eliminar estos problemas

1. Dar mantenimiento y conservación de todo el puente de tuberías principalmente en las uniones y sellos.
2. Mantener la cultura industrial, eliminando toda la sedimentación de polvo de cola derramado en la planta.

3. Efectuar chequeo médico periódico y pruebas especializadas (audiometría) para conocer el estado de salud de todo el personal de la planta.
4. Corregir todos los salideros de pulpa de cola en toda la instalación (principalmente en la salida de las bombas).
5. Garantizar la adquisición de orejeras contra ruido para los trabajadores que laboren bajo un régimen de trabajo con nivel de presión sonora de forma constante por encima de 65 dB.

Conclusiones del capítulo

- Teniendo en cuenta la puesta en operación de una sola bomba (356 PU 1C) no se logra el caudal deseado (superior a 2 500 gpm) aunque si puede elevar el fluido a la Presa de Colas. Los parámetros de trabajo caudal y altura de carga son: 170 m³/h (748 gpm) y 37,5 m (123 ft.c.H₂O) respectivamente.
- La búsqueda de soluciones para evitar el derramamiento de pulpa abrasiva (cola) al medioambiente hará reducir el impacto ambiental que produce la instalación de bombeo. Este se manifiesta principalmente es la erosión de polvo de cola, gases amoniacales y otros componentes nocivos para la salud de los operarios de la planta.

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES GENERALES

- Las mediciones experimentales de la presión en la línea y la presión del agua de enfriamiento en el sello de la bomba revelan que no existe problemas en el comportamiento de esta variable, determinándose que no hay contacto del fluido con el sello mecánico.
- El sistema actual funciona, en la descarga de 356 PU 1C, con una velocidad y presión del fluido de 1,583 m/s y $9,57 \cdot 10^5$ Pa respectivamente. Estos parámetros, unido a una temperatura del fluido de 60 °C, pueden estar incidiendo de forma negativa en el revestimiento “Neopreno”.
- Con el bombeo escalonado la velocidad y presión del fluido a la salida de la bomba 356 PU 1C se reduce a los siguientes valores: 0,959 m/s y $6,94 \cdot 10^5$ Pa respectivamente, lo que favorece al alargamiento de la vida útil del revestimiento.
- Teniendo en cuenta la operación de la máquina 356 PU 1C, con un rendimiento hidráulico de 35 % y evaluándose el costo de bombeo para un año, con un aumento de rendimiento hasta el 80 %, se determina una disminución de los costos de 77,4 centavos (para 35 % de η) a 33,9 centavos (para 80 % de η). De igual forma, aminorándose las roturas del revestimiento de esta bomba a dos por año se ahorraría aproximadamente 11 450,25 CUC.

RECOMENDACIONES

1. Continuar el análisis de una posible causa de rotura para el sello mecánico la cual puede estar dirigida a las características del agua de lubricación, la misma posee partículas en suspensión que erosionan el material del sello provocando desgaste.
2. Realizar el cálculo hidráulico de dicho sistema para los nuevos puntos de descarga: Extensión Norte y Área 22, en presencia de las nuevas bombas a comprar por la planta; ya que el punto actual de descarga (Presa de Colas) terminará su capacidad máxima próximamente.

BIBLIOGRAFÍA

1. Bandala M. "Pérdidas por Fricción en Fluidos No Newtonianos". Tesis de Licenciatura, Universidad de las Américas, Puebla, México, 2001.
2. Barba A. y Buestán M. "Aplicación de diseño de experimentos en la fabricación de cauchos que sirven de apoyo para puentes colgantes en Guayaquil" Maestría en Gestión de la Calidad. Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL) Guayaquil, Ecuador. angelica.barba@bicworld.com , mbuestan@espol.edu.ec.
3. Colectivo de autores. "Sellos Mecánicos Principio de Operación, Tipos y Aplicaciones". Burgmann México, Septiembre 2004.
4. Darby R. "Laminar and turbulent pipe flows of not Newtonian fluids, in flow dynamics and transport phenomena". Año 2002.
5. Denver SRL – C – PUMP. "PUMP PERFORMANCE CURVE". Svedala Pump Sales, USA, July, 1982.
6. Gardea V. H. "Bombeo de fluidos no newtonianos. Caso de los lodos residuales". Tesis para optar por el grado de: Doctor en Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México, México, 2008.
7. Góngora B. E. "Evaluación del sistema de bombeo para el transporte de las colas de la Empresa "Comandante Pedro Sotto Alba", de Moa". Trabajo de Diploma en opción al título de Ingeniero Químico, Universidad de Oriente, 2011.
8. Hernández R. G., Matos A. G., Aguirre P. E. y Montero P. E. "Proceso Industrial Metalúrgico del Níquel". Editorial Pueblo y Educación, Ciudad de La Habana, 1983. Página. 22.
9. Ibarz A., Vélez J. y Barbosa G. "Transporte de Alimentos Fluidos a Través de Tuberías". Inéditos: 60 hojas. Universidad de las América, Puebla, México, 2001.
10. Irving H. Sh. "Mecánica de Fluidos", Tercera Edición. Santafé de Bogotá, Colombia, 1995.
11. Kenneth J. y el cuerpo de redactores de Chemical. "BOMBAS Selección, uso y mantenimiento". México, 1998.

12. Laurencio A. H. L. "Método de cálculo para el transporte de emulsión de petróleo crudo cubano por tuberías". Tesis en opción al título de Máster en Ciencias Técnicas, Instituto Superior Minero Metalúrgico, Moa, 2007. Capítulo IV.
13. Manual de operaciones de la Planta Lavaderos. Empresa "Comandante Pedro Sotto Alba", año 2000.
14. Matos F. B. "Cálculo del sistema de bombeo de colas en la Empresa Pedro Sotto Alba". Proyecto II de Ingeniería Mecánica. Instituto Superior Minero Metalúrgico, Moa, 2011.
15. Metso Minerals (Sala) AB. "Manual de funcionamiento y mantenimiento". USA, 2007 – 09 – 21.
16. Montero G. E. "Diseño del sistema de bombeo de la planta de lavadero en la Empresa Comandante Pedro Sotto Alba". Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico, Instituto Superior Minero Metalúrgico, Moa, 2010. Capítulo 1.
17. Mott L. R. "Mecánica de fluidos aplicada", Cuarta edición. Universidad de Dayton, México, 1996. Página 327.
18. Nekrasov B. "Hidráulica". Editorial Pueblo y Educación, Ciudad de La Habana, 1986.
19. Pérez M. O. "Determinación de los parámetros técnico económicos racionales para el transporte de petróleo por tuberías". Tesis presentada en opción al título de Máster en Electromecánica, Instituto Superior Minero Metalúrgico, Moa, 2013.
20. Rabinovich E. Z. "Hidráulica". Ed. MIR, Moscú, URSS, 1987. Páginas 115 – 191.
21. Ramos N. "Bombas, Ventiladores y Compresores". Editora ISPJAE, Marianao, Ciudad de la Habana, 1994.
22. Reyes de la C. J. L. "Diagnóstico de los parámetros de explotación de bombas centrífugas de mediana capacidad en presencia de régimen cavitacional". Tesis en opción al título de Máster en Ciencias Técnicas. Instituto Superior Minero Metalúrgico, Moa, 2007.

23. Reyes de la C. J. L., Ruiz Ch. G. y Hernández S. Z. "Un experimento de enseñanza e investigación sobre el fenómeno de la cavitación en bombas centrífugas". <http://www.lajpe.org>, año 2010.
24. Rodríguez G. I. y Gonzales A. R. "Transmisiones Mecánicas". Folleto de Elementos de Máquinas 2. ISMMM, 2012.
25. Rodríguez T. H. L. "Flujo de fluidos". Facultad de Ingeniería Química, Universidad de Oriente, Santiago de Cuba, 7 de Julio de 2008.
26. Skelland A. H. P. "Non – Newtonian Flow and Heat Transfer". Instituto Cubano del Libro, La Habana, 1970.
27. Software profesional para cálculo y gráficos especializados, Excel, 2010.
28. Steffe J. M. y Morgan R. G. "Pipeline Design and Pump Selection for Non – Newtonian Fluid Foods". Food Technology, December 1986. Páginas 78 – 85.
29. Vennard J. K. y Street R. L. "Elementos de mecánica de los fluidos". Editorial Revolucionaria, La Habana, 1986.
30. Welty J. W. "Fundamentals of momentum, Heat and Mass Transfer". Ed. J. Wiley and Sons, Nueva York, EUA, 1976.

ANEXOS

Se muestran en los Anexos esquemas relacionados con el proceso tecnológico desarrollado en la Empresa “Comandante Pedro Sotto Alba” y específicamente en la Planta Lavaderos. También se exponen tablas y figuras con las especificaciones de los sistemas de tuberías y el sistema de bombeo analizado.

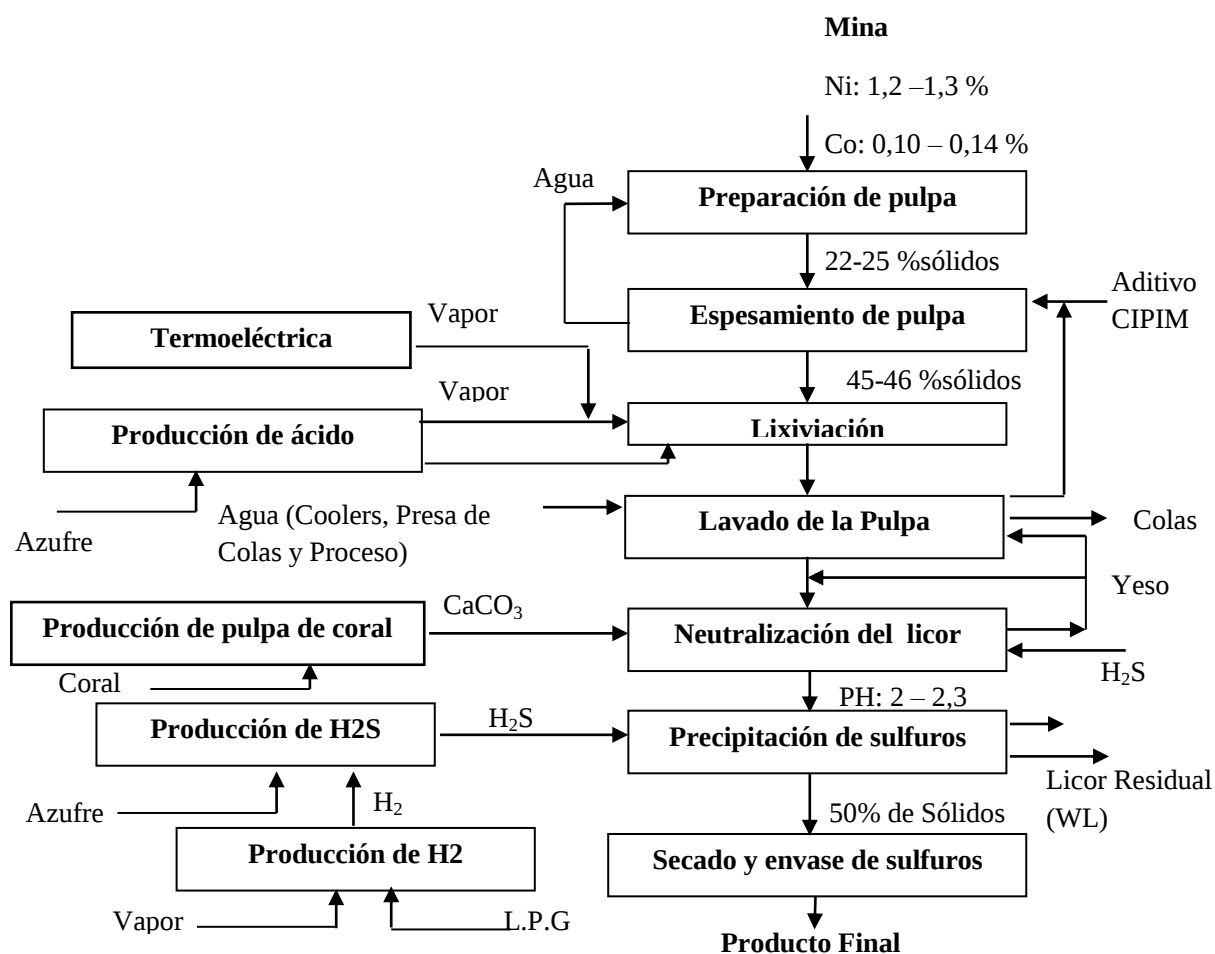


Figura 4.1. a) Flujo tecnológico de la Empresa “Comandante Pedro Sotto Alba”

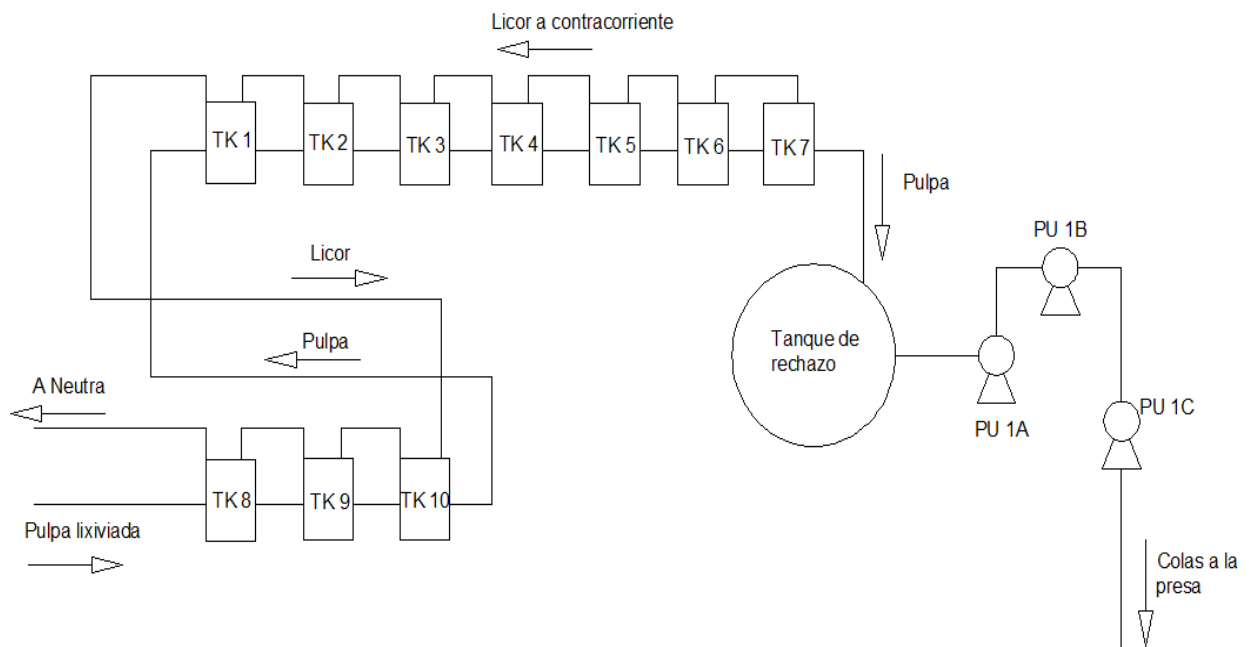


Figura 4.1. b) Flujo tecnológico de la Planta Lavaderos en la Empresa “Comandante Pedro Sotto Alba”

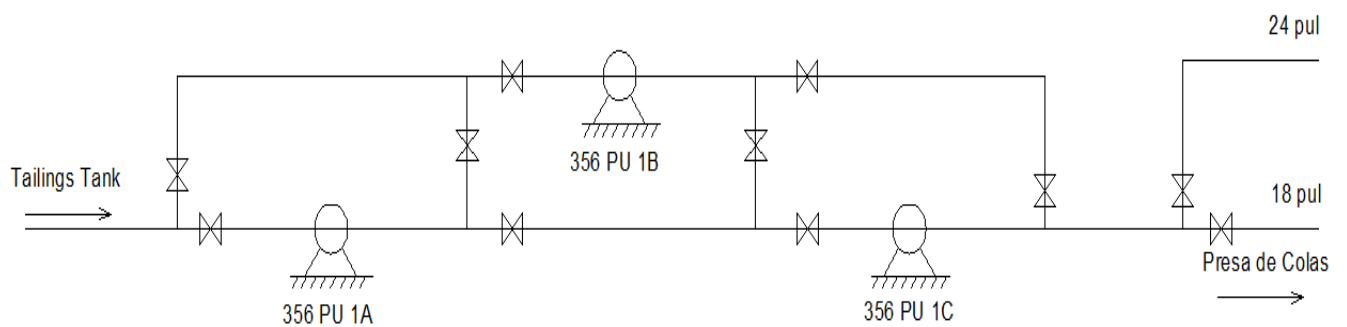


Figura 4.1. c) Esquema de la estación de bombeo de colas

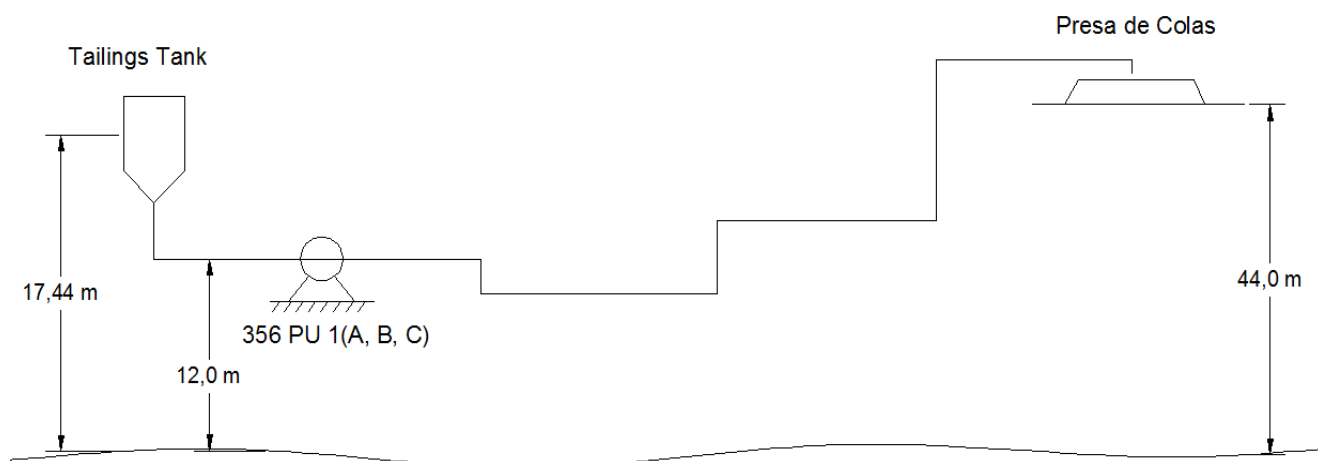


Figura 4.1. d) Alturas estáticas de la instalación de bombeo respecto al nivel del mar

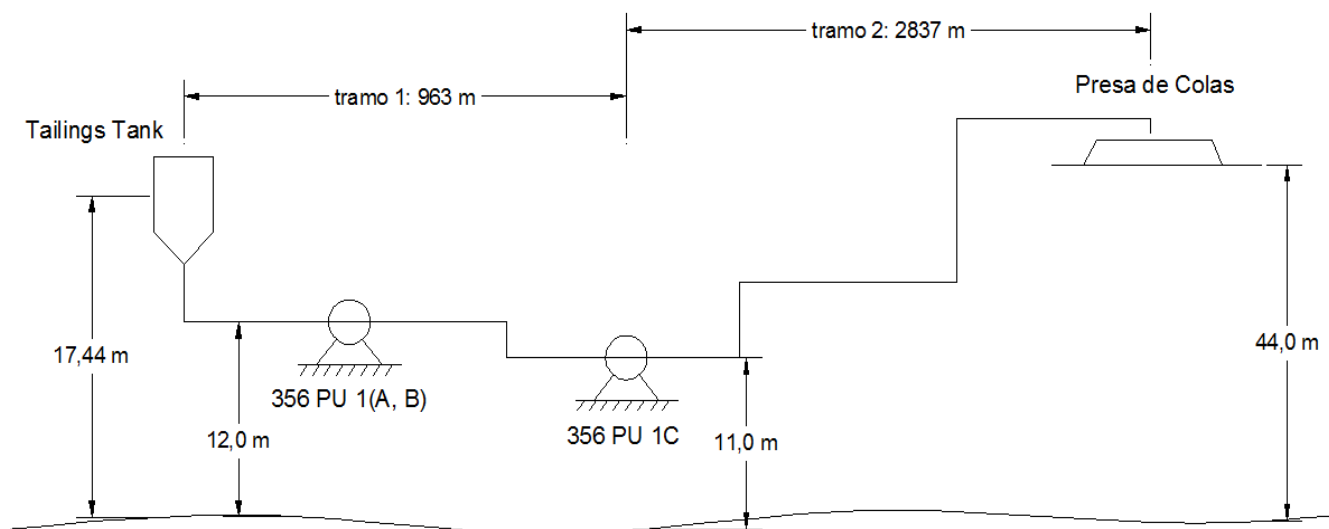


Figura 4.1. e) Alturas estáticas de la instalación de bombeo para el diseño escalonado respecto al nivel del mar

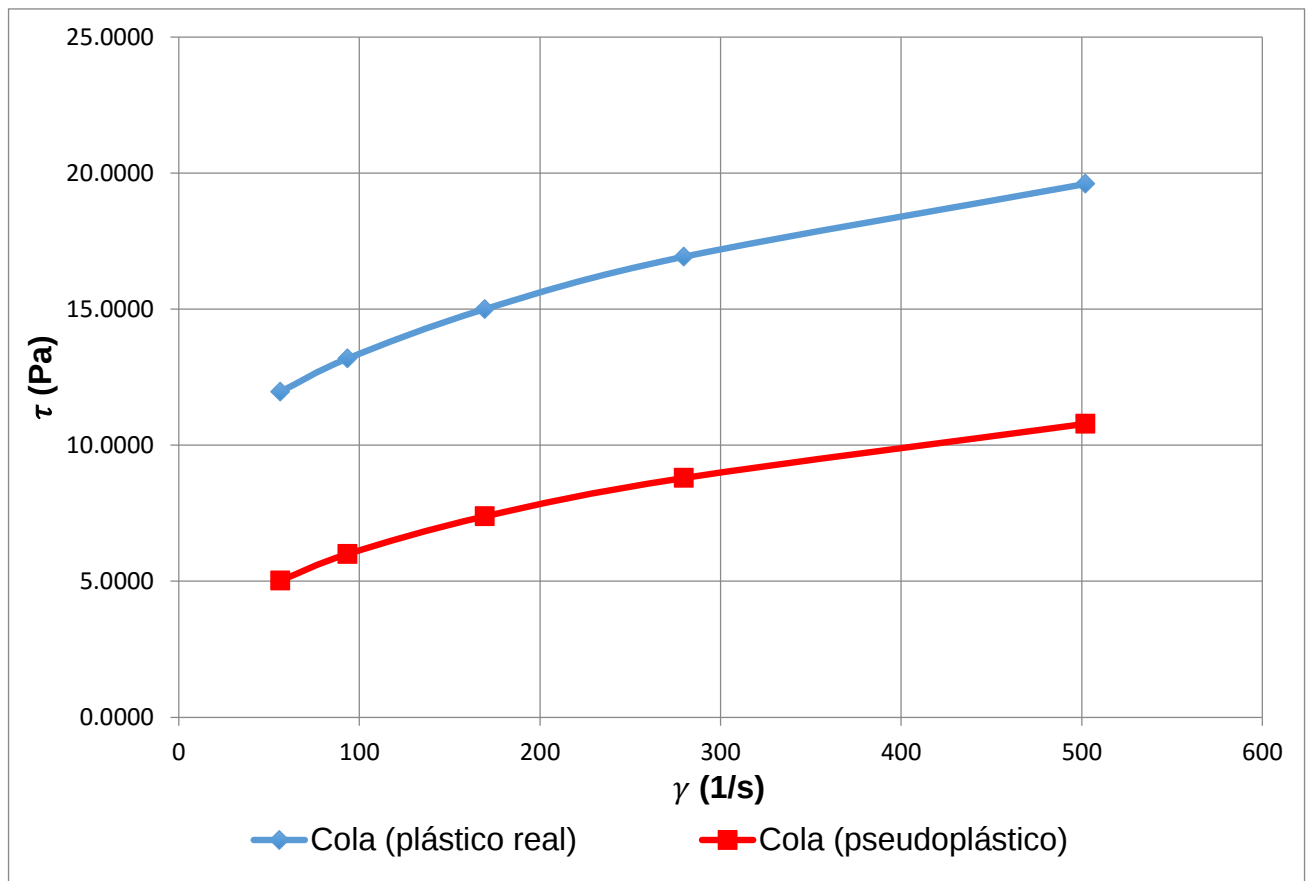


Figura 4.2. a) Comparación entre las curvas de flujo para plástico real y pseudoplástico

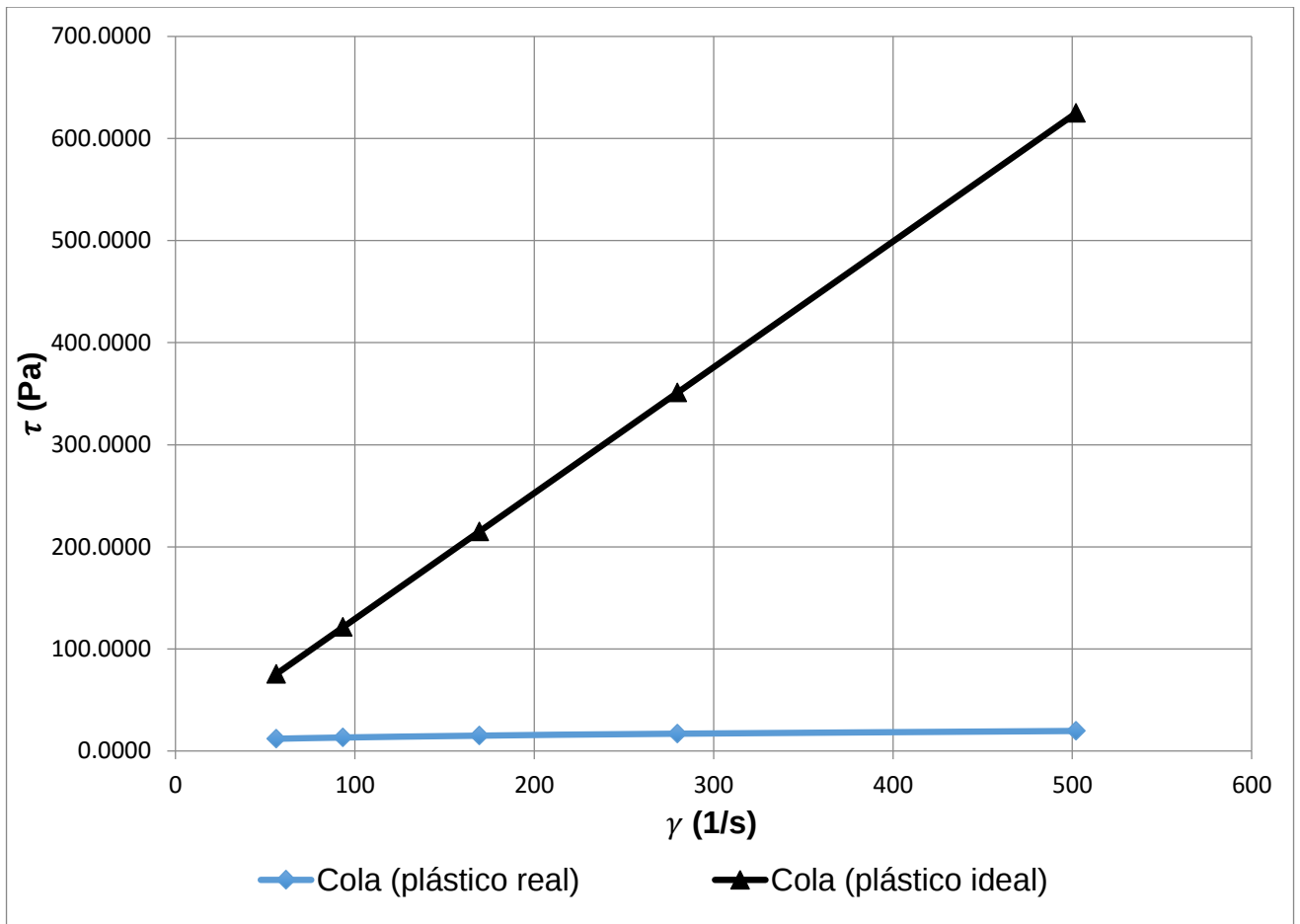


Figura 4.2. b) Comparación entre las curvas de flujo para plástico real y plástico ideal

Tabla 4.1. Clasificación de bombas hidráulicas de acuerdo a la velocidad específica

tipo de máquina	número de revoluciones (n_s)
Bombas lentas	$n_s \leq 80 \text{ rpm}$
Bombas normales	$80 \leq n_s \leq 150$
Bombas rápidas	$150 \leq n_s \leq 300$
Bombas diagonales o helicoidales	$300 \leq n_s \leq 600$
Bombas axiales o de hélice	$600 \leq n_s \leq 1\,200$

Tabla 4.2. Comportamiento de las presiones de descarga y agua de sello del sistema hidráulico

Fecha (día/ mes/ año)	Numeración de la bomba	Presión (agua de sello) (psi)/(Pa)	Presión de descarga (psi)/(Pa)	Flujo en la línea (gpm)/(m³/h)
27 / 4 / 16	356 PU 1C	137 / $9,446 \cdot 10^5$	96 / $6,619 \cdot 10^5$	3 000 / 681,3
	356 PU 1B	81 / $5,585 \cdot 10^5$		
28 / 4 / 16	356 PU 1C	145 / $9,997 \cdot 10^5$	91 / $6,274 \cdot 10^5$	2 600 / 590,5
	356 PU 1B	84 / $5,792 \cdot 10^5$		
29 / 4 / 16	356 PU 1C	157 / $1,082 \cdot 10^5$	87 / $5,998 \cdot 10^5$	2 818 / 640,0
	356 PU 1B	91 / $6,274 \cdot 10^5$		
4 / 5 / 16	356 PU 1C	125 / $8,618 \cdot 10^5$	100 / $6,895 \cdot 10^5$	3 360 / 763,1
	356 PU 1B	89 / $6,136 \cdot 10^5$		
5 / 5 / 16	356 PU 1C	144 / $9,928 \cdot 10^5$	79 / $5,447 \cdot 10^5$	4 000 / 908,4
	356 PU 1A	102 / $7,033 \cdot 10^5$		
6 / 5 / 16	356 PU 1C	136 / $9,377 \cdot 10^5$	98 / $6,757 \cdot 10^5$	4 023 / 913,7
	356 PU 1A	104 / $7,171 \cdot 10^5$		
6 / 5 / 16	356 PU 1B	113 / $7,791 \cdot 10^5$	91 / $6,274 \cdot 10^5$	3 740 / 849,4
	356 PU 1A	103 / $7,102 \cdot 10^5$		
9 / 5 / 16	356 PU 1C	150 / $1,034 \cdot 10^6$	89 / $6,136 \cdot 10^5$	3 454 / 784,4
	356 PU 1A	104 / $7,171 \cdot 10^5$		

Empleados los instrumentos de medición descritos en el epígrafe 2.1 se determinó el comportamiento de las presiones del sistema, tabla 4.2, teniendo en cuenta la presión del agua a la entrada de los sellos de las bombas y la presión de descarga en la línea. La medición experimental revela que, en todos los casos de combinaciones de las bombas, la presión en la tubería o de descarga de la bomba reforzadora es menor que la presión del agua de enfriamiento en el sello de la bomba, demostrando esto que no existe contacto de la cola con el material del sello mecánico.

Tabla 4.3. Parámetros fundamentales del cálculo hidráulico, en diseño escalonado, de Extensión Norte para 356 PU 1C en serie

parámetros fundamentales	bombas		unidad	ecuación
	Extensión Norte	Área 22		
Diámetro interior (D)	0,349	0,349	m	2.2
Coeficiente de pérdidas ($\sum \xi$)	46,88	40,0	adimensional	2.6
Longitud de la línea (L)	5 800	3 400	m	2.6
Diferencia de altura (ΔZ)	4,56	17,56	m	2.7
Velocidad (v)	1,540	1,758	m/s	2.2
Reynolds (Re)	4 878	6 016	adimensional	2.4
Factor de fricción de Darcy (λ)	$2,091E^{-2}$	$1,902E^{-2}$	adimensional	-
Resistencia mecánica de la red (R)	2 225	1 266	(s ² /m ⁵)	2.6
Presión de descarga	$6,94 \cdot 10^5$	$6,94 \cdot 10^5$	Pa	2.16

Se observa que para el bombeo escalonado, en ambos casos de descarga, se mantiene reducida la presión de descarga de la bomba. También la velocidad aunque se incrementa ligeramente a menor longitud no influye negativamente en la bomba.

Representación del cálculo hidráulico para la Extensión Norte

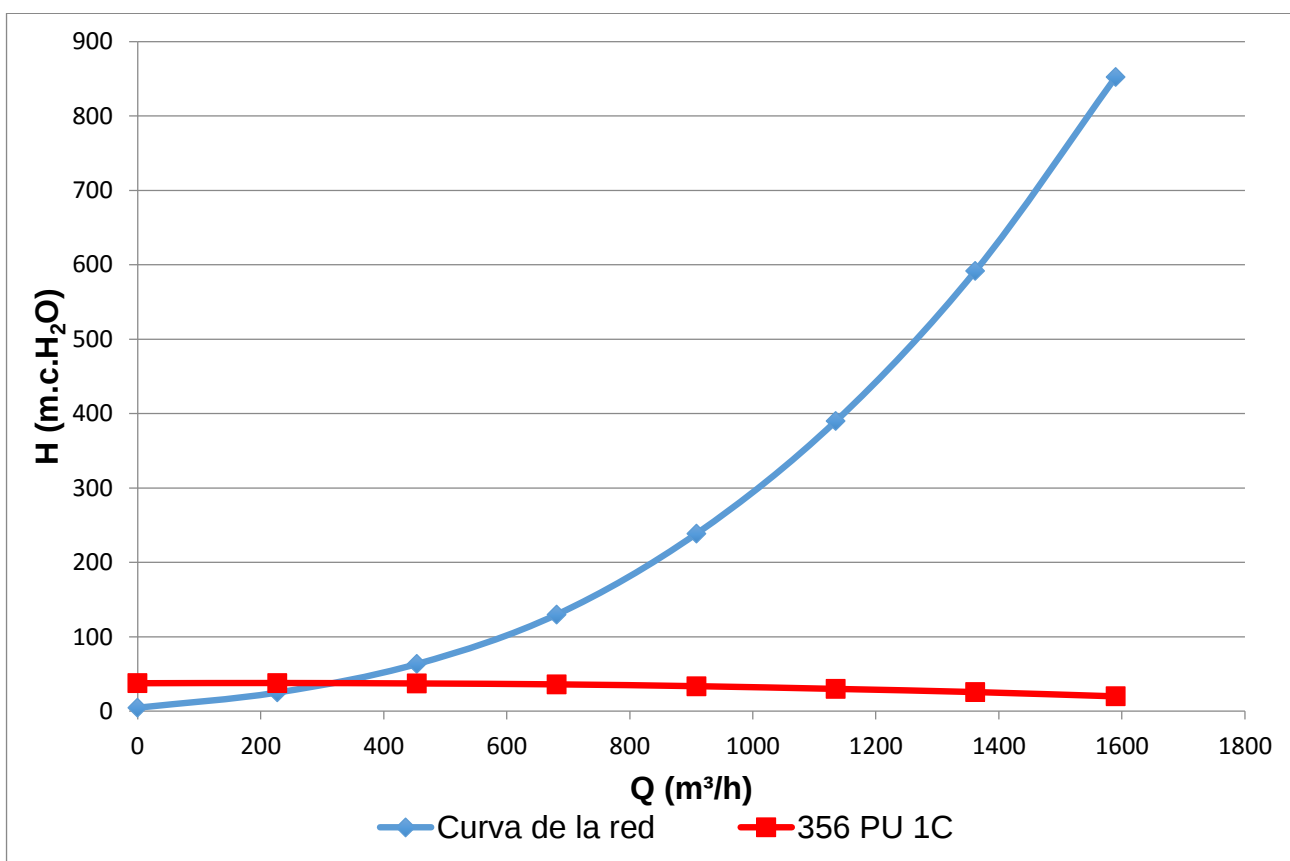


Figura 4.3. a) Funcionamiento de 356 PU 1C en el sistema hidráulico para Extensión Norte

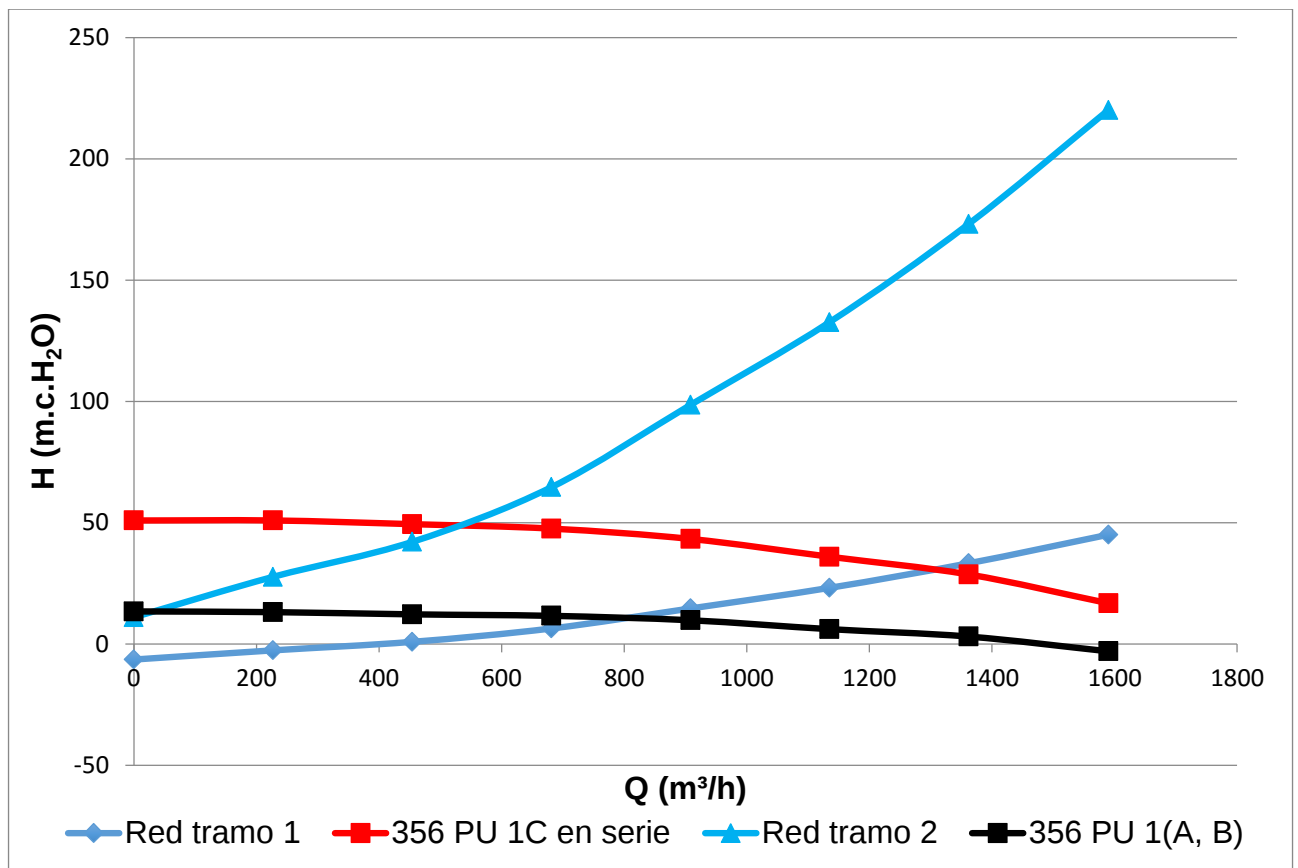


Figura 4.3. b) Bombeo escalonado para Extensión Norte

Representación del cálculo hidráulico para el Área 22

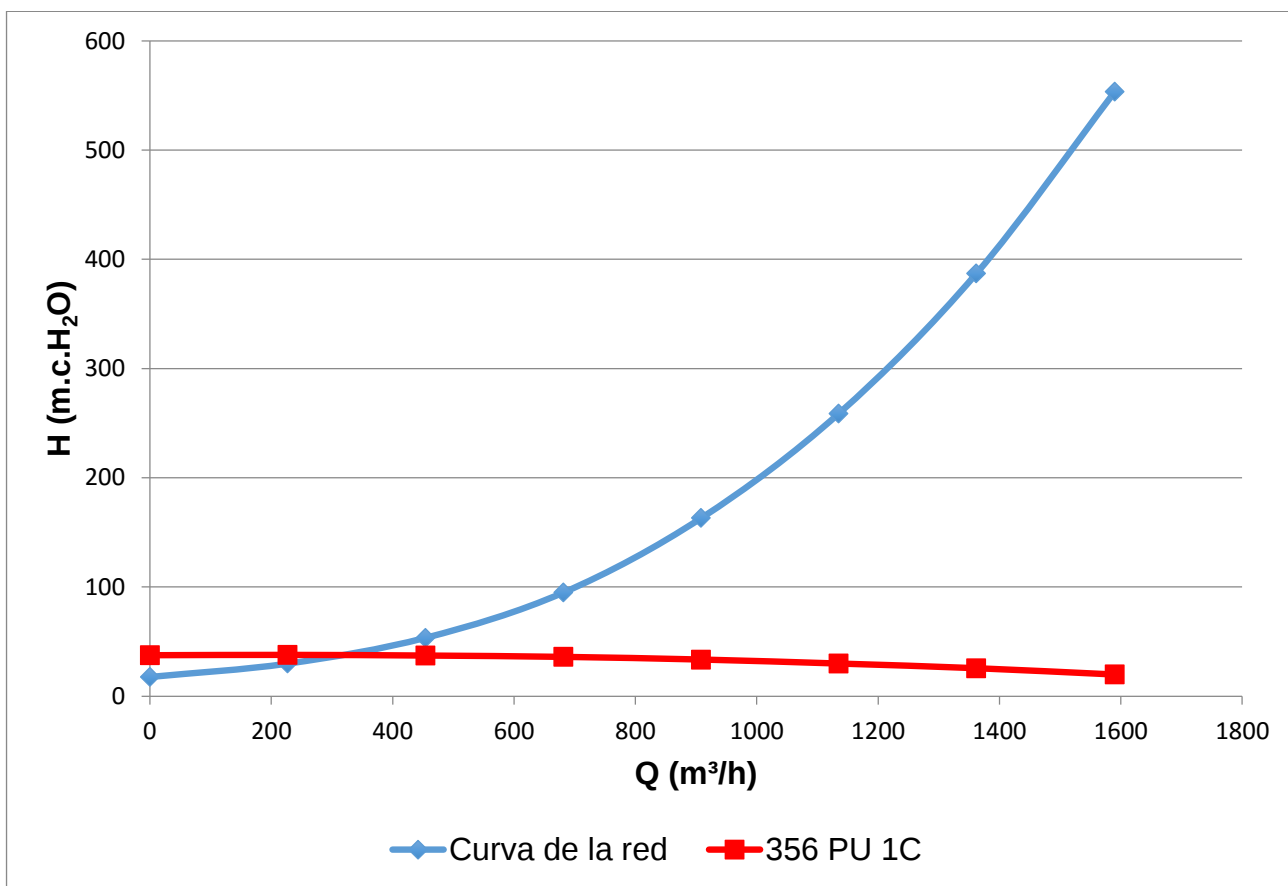


Figura 4.4. a) Funcionamiento de 356 PU 1C en el sistema hidráulico para Área 22

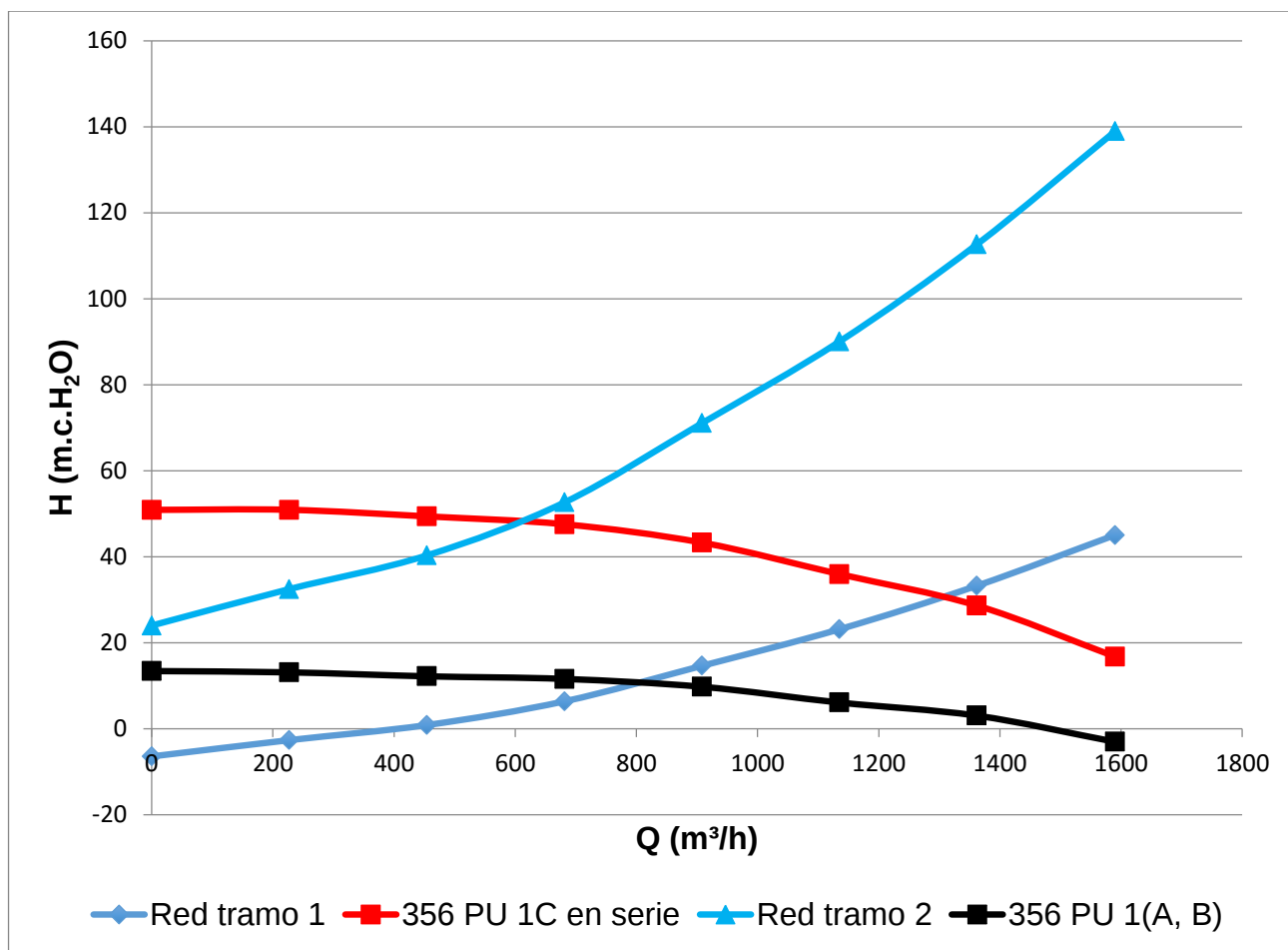


Figura 4.4. b) Bombeo escalonado para Área 22

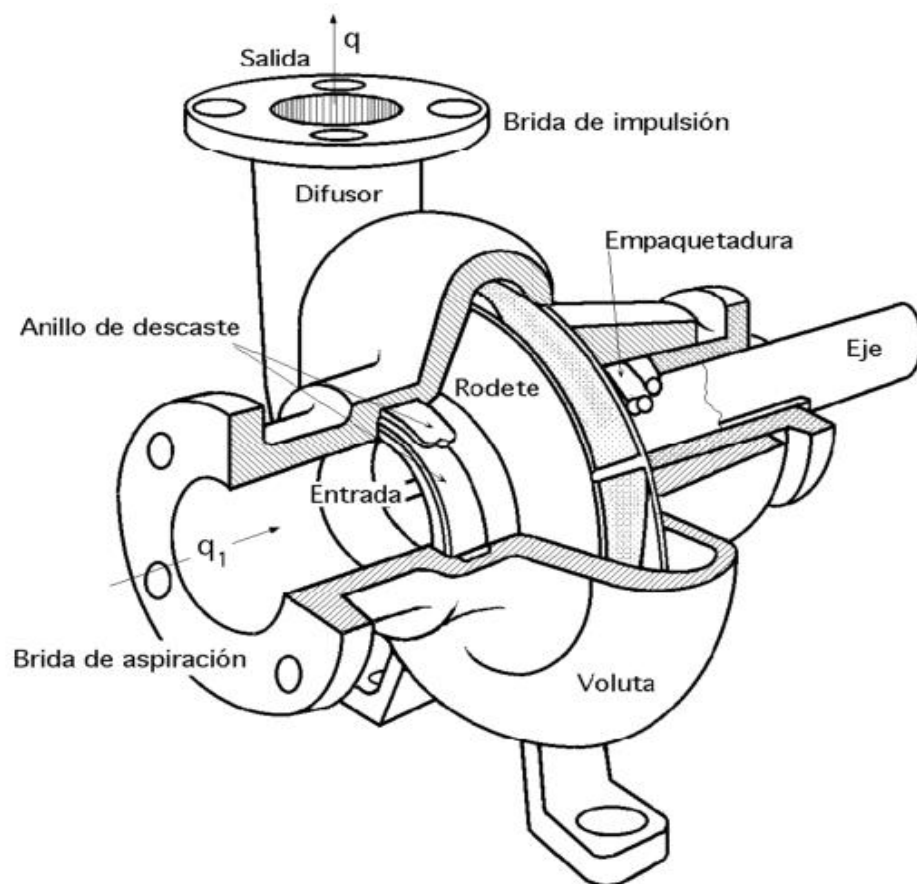


Figura 4.5. Bomba centrífuga, disposición, esquema y perspectiva



Figura 4.6. Red de tubería de polietileno del productor y distribuidor PEXGOL

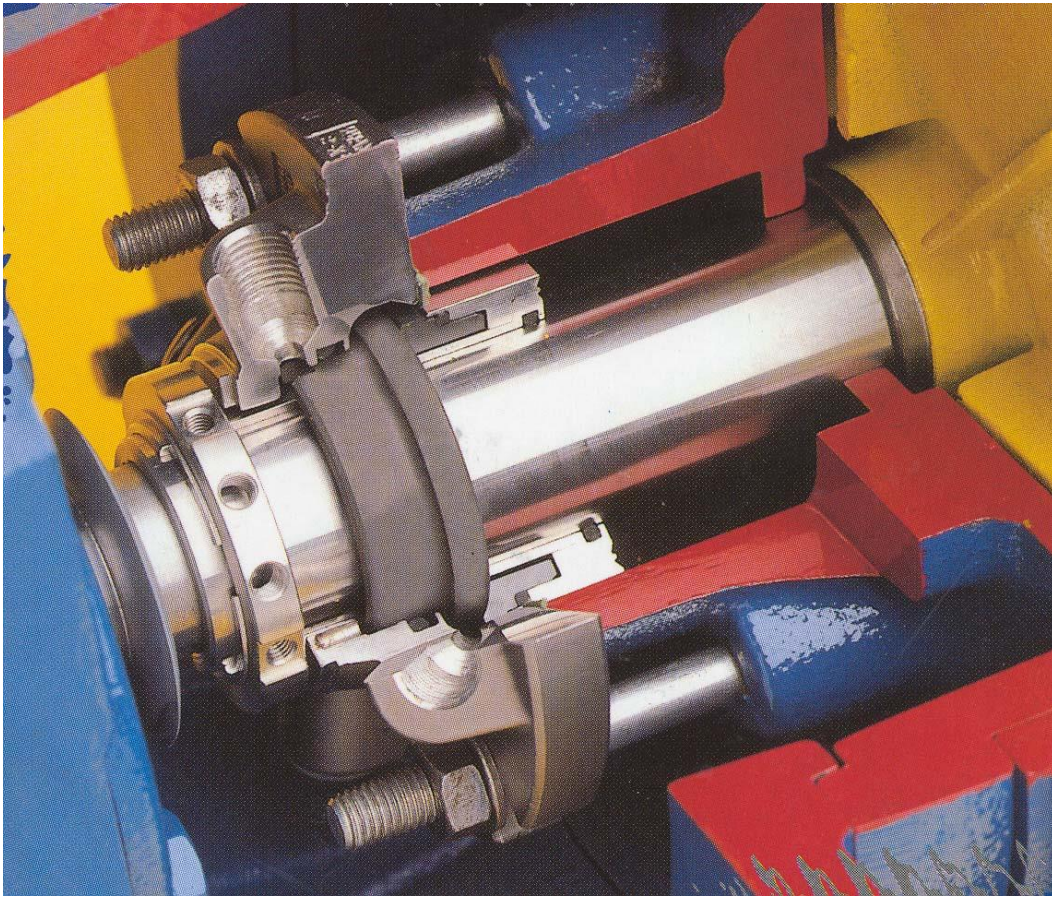


Figura 4.7. Imagen de un sello mecánico

Fuente: Colectivo de autores (2004)



Figura 4.8. a) Componente del sello mecánico



Figura 4.8. b) Componente del sello mecánico