



FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECÁNICA
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

Evaluación de los parámetros nominales de la bomba centrífuga recuperada en la instalación semi-industrial de hidrotransporte

Tesis presentada en opción al título de ingeniero mecánico

Autor: Orleidi Ojeda Matos

Tutor: Ms.C. Rodney Martínez Rojas

MOA, 2019

DECLARACIÓN DE AUTORIDAD

Yo: Orleidi Ojeda Matos

Autor de este trabajo de diploma titulado “**Evaluación de los parámetros nominales de la bomba centrífuga recuperada en la instalación semi-industrial de hidrotransporte**”, certifico su propiedad intelectual a favor de la Universidad de Moa “Dr. Antonio Núñez Jiménez”, la cual podrá hacer uso del mismo para fines docentes y educativos.

Orleidi Ojeda Matos

Ms. C. Rodney Martínez Rojas

Pensamiento

Ningún científico piensa con fórmulas. Antes de que comience a calcular, debe tener en su cerebro el curso de sus razonamientos, esto último, en la mayoría de los casos, pueden ser expuestos en palabras sencillas. Los cálculos y las formulas constituyen el paso Siguiente.”

Albert Einstein

DEDICATORIA

Dedico este proyecto de tesis en primer lugar a dios, por caminar de su mano a lo largo de esta vida, llenándome de felicidad y amor, a mis padres por haberme encaminado por el camino de la verdad y de la vida, a toda mi familia que siempre me brindaron su apoyo.

A todos mis amigos que formaron parte de este sueño estudiantil, durante estos cinco años que sin esperar nada a cambio supieron compartir conocimientos y diversión, así como a todas las demás personas quienes me motivaron a seguir en adelante, y sin importar donde se encuentren quiero darles las gracias de corazón.

Agradecimientos

Agradezco a dios por la vida y por el talento que me dio para llevar a cabo esta carrera y culminar con este proyecto, a mis queridos padres Reina Esther Matos Hardy y Orlando Ojeda Correa y hermanos por todo su esfuerzo incondicional, y por creer en mí, en especial a mi madre por luchar incansablemente junto a mí, y que hoy gracias a este sacrificio me da la dicha de brillar.

A toda mi familia por su carisma y apoyo, a mis tíos Juan Carlos Ojeda Herrero, Dayana Ojeda Correa y Dulce María Richard Hardy todos mis amigos que forman parte de mi vida los del futbol, los de Moa a todas las personas que me prestaron su apoyo durante mi vida estudiantil, a mi tutor de tesis, Ms.C. Rodney Martínez Rojas y Sterling Lamoru asesor de tesis, al colectivo de profesores que con sus conocimientos solidos me guiaron en la elaboración de este proyecto. A Dioelis y Marlo q fueron como mis padres durante estos 5 años a las tías del comedor, a mis hermanos los Villalobos q nunca dejaron de tender su mano para apoyarme.

Ahora quisiera agradecer de manera especial a mi compañero de aula Luis Enrique Sablón Fernández el cual brindó toda su ayuda desinteresada para lograr la realización de este trabajo de diploma y al Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa, por darnos la oportunidad de obtener una profesión, y ser útiles a la sociedad y al país.

RESUMEN

En el trabajo se estudia el comportamiento de parámetros nominales y de operación de la bomba auxiliar en la instalación semi – industrial de hidrotransporte de la Universidad de Moa, para ello, se realizó el redimensionamiento y construcción de elementos componentes de la bomba: tales como, el impelente de la bomba, el acoplamiento y el árbol transmisor, siendo este último objeto de construcción, cálculo y evaluación mediante simulaciones por elementos finitos. Obteniéndose que el diámetro de la sección peligrosa es de 45 mm. Una vez recuperados y reconstruidos estos elementos, se ensambló, se montó y se puso en funcionamiento dicha bomba en la instalación mencionada. Lo que permitió obtener por el método de estrangulamiento de la válvula de descarga de la bomba, las curvas características de los parámetros nominales: Carga-Capacidad, Potencia-Caudal, Rendimiento-Caudal para el transporte de agua cruda a temperatura de 26 °C, que junto a la curva característica de la red se estableció, parámetros operacionales de la bomba de $Q = 70\text{m}^3/\text{h}$; $H = 7,2\text{ m}$; $P = 1,40\text{ kW}$ y un rendimiento de $\eta = 26\%$.

ABSTRACT

In the work the behavior of nominal parameters and of operation of the auxiliary pump in the semi - industrial installation of hydrotransporte of the University of Moa is studied, for it, the resizing and construction of component elements of the pump was made: such as, the impeller of the pump, the coupling and the transmitter shaft, the latter being the object of construction, calculation and evaluation by means of simulations by finite elements. Obtaining that the diameter of the dangerous section is of 45 mm. Once these elements were recovered and reconstructed, said pump was assembled, assembled and put into operation in the mentioned installation. What allowed to obtain by the method of throttling of the valve of discharge of the pump, the characteristic curves of the nominal parameters: Load-Capacity, Power-Flow, Performance-Flow for the transport of raw water at a temperature of 26 0C, which next to the characteristic curve of the network was established, pump operational parameters of $Q = 70\text{m}^3/\text{h}$; $H = 7,2\text{ m}$; $P = 1,40\text{ kW}$ and a yield of $\eta = 26\%$.

TABLA DE CONTENIDO

INTRODUCCION.....	1
CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO Y ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS.....	4
1.1. Introducción.....	4
1.2. Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema.....	4
1.2.1. Características de las bombas.....	4
1.2.2. Teoría general de funcionamiento de las bombas centrífugas	7
1.2.3. Clasificación de las bombas centrífugas.....	10
1.3. Tipos fundamentales de árboles	12
1.3.1. Materiales para los árboles.....	13
1.3.2. Causas fundamentales de rotura de los árboles y ejes	15
1.3.3. Elementos de unión para árboles	16
1.4. Tipos de acoplamientos y su clasificación.....	17
1.4.1. Acoplamientos rígidos	18
Acoplamientos rígidos de manguito con prisionero.....	18
1.4.1.1. Acoplamientos de platillo	18
1.4.1.2. Acoplamientos rígidos por sujeción cónica	18
1.4.2. Acoplamientos flexibles	19
1.4.2.1. Acoplamientos flexibles de manguito de goma.....	19
1.4.2.2. Acoplamientos flexibles de disco	19
1.4.2.3. Acoplamientos flexibles de fuelle helicoidales	19
1.4.2.4. Acoplamientos flexibles de quijadas de goma	19
1.4.2.5. Acoplamientos flexibles direccionales	20
1.4.2.6. Acoplamientos flexibles de cadenas	20
1.4.2.7. Acoplamientos flexibles de engrane	20
1.4.2.8. Acoplamientos flexibles de fuelle metálico	20
1.4.2.9. Acoplamientos especiales o articulados	21
1.4.2.10. Junta eslabonada de desplazamiento lateral	21
1.4.2.11. Juntas universales	21
1.5. Descripción de la instalación semi-industrial de hidrotransporte de la Universidad de Moa.....	21
1.6. Simulación de objetos de ingeniería.....	22
1.6.1. Etapas del método de elemento finito	23
1.7. Conclusiones del capítulo.....	23
Capítulo 2. Materiales y métodos.....	24

2.1. Introducción.....	24
2.2. Metodología para el cálculo de la evaluación del redimensionamiento del árbol impulsor de la bomba objeto de estudio	24
2.2.1. Cálculo de las fuerzas de empuje axial y radial en el árbol	24
2.2.2. Cálculo a la resistencia de los árboles y ejes	25
2.2.3. Cálculo del momento torsor	25
2.2.4. Momento flector que actúa sobre el árbol.....	26
2.2.5. Momento equivalente para la combinación de esfuerzos	26
2.2.6. Determinación del diámetro para la sección más peligrosa.....	27
2.3. Modelación y simulación del árbol	27
2.3.1. Pasos a seguir para la ejecución del Método de Elementos Finitos	27
2.3.2. Aplicación de las cargas correspondientes al árbol	28
2.3.3. Mallado del árbol	28
2.4. Procedimiento para el montaje y puesta en marcha de la bomba centrífuga objeto de estudio.	29
2.5. Deducción analítica de las curvas características de la bomba centrífuga auxiliar.	30
2.6. Características técnicas de la línea principal para el análisis de la bomba auxiliar montada en la instalación.	36
2.7. Metodología empleada para el cálculo hidráulico	36
2.7.1. Gasto horario de la bomba	40
2.8. Conclusiones del capítulo.....	41
Capítulo 3. Análisis de los resultados	42
3.1. Introducción.....	42
3.2. Análisis de los resultados de la evaluación del redimensionamiento del árbol de la bomba mediante la simulación a través de elemento finitos	42
3.2.1. Resultados obtenidos de la fuerza axial y la fuerza radial	42
3.2.2. Dimensiones de resistencia del árbol	43
3.2.3. Cálculo del momento flector que actúa sobre el árbol	43
3.2.4. Diámetro para la sección más peligrosa.....	44
3.3. Resultados de la simulación mediante el Método de Elementos Finitos	44
3.3.1. Tensión máxima a la que se somete el árbol de la bomba centrífuga ...	45
3.3.2. Factor de seguridad.....	45
3.4. Resultado del ensamble y montaje de la bomba en la instalación	46

3.5. Análisis de la curva características de los parámetros nominales de la bomba instalada.	48
3.5.1. Curvas características carga-capacidad.....	48
3.5.2. Curvas características potencia-capacidad	49
3.5.3. Curvas características rendimiento-capacidad	50
3.6. Análisis del sistema de bombeo de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM.....	51
3.7. Valoración económica.....	53
3.8. Conclusiones del capítulo.....	53
CONCLUSIONES GENERALES	54
RECOMENDACIONES	55
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	56
ANEXOS	

INTRODUCCIÓN

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

Debido a esto la preparación de profesionales es una de las tareas que más prioridad tienen en el país, para dirigir y mantener la funcionalidad de empresas e instituciones se necesita formar el personal competente, siendo este proceso la base del desarrollo y la economía. Las instituciones de educación superior y otros centros cuentan con laboratorios e instalaciones, que facilitan y perfeccionan dicho proceso de formación profesional.

En el municipio de Moa se encuentra el instituto superior minero metalúrgico Antonio Núñez Jiménez, el cual se especializa en la formación de profesionales capaces de asumir responsabilidades, en cualquier industria o instalación, con el objetivo de mantener su buen funcionamiento, por lo que es necesario contar con una base de laboratorios e instalaciones que faciliten la creación de habilidades, de acuerdo con la especialidad de estudio. Entre las carreras, que poseen esta institución de educación superior, se encuentra la de ingeniería mecánica, una de las especialidades que prepara al graduado en la obtención de habilidades para crear, transformar e innovar los componentes de máquinas, como son los árboles. Impelentes, engranajes, entre otros.

Entre las instalaciones que ayudan en el proceso de formación del estudiante de ingeniería, en el instituto superior minero metalúrgico de Moa, se encuentra la de hidrotransporte, la misma está compuesta por máquinas, son las bombas centrífugas, que también son denominadas bombas rotodinámicas. Las bombas centrífugas tienen un uso muy extendido en la industria ya que son adecuadas casi para cualquier uso. Estas bombas se suelen montar horizontales, pero también

pueden estar verticales y para alcanzar mayores alturas se fabrican disponiendo varios impulsores sucesivos en un mismo cuerpo de bomba.

Entre las partes componentes de la bomba se encuentra los rodamientos, el impelente y el árbol. Los árboles son elementos de vital importancia en la industria mecánica, son ellos los encargados de transmitir potencia y movimiento en máquinas rotatorias. Normalmente en su desempeño se ven sometidos a una combinación de esfuerzos como torsión, flexión y compresión, los cuales sumados a las condiciones internas del material dan una gran gama de posibilidades de falla. La citada instalación es actualmente una de las utilizadas para creación de habilidades, en la carrera de ingeniería, en temas afines al transporte de fluidos.

Situación problemática

En la instalación semi-industrial de hidrotransporte actualmente se ha reparado y modernizado su sistema de mediciones y control de sus parámetros. Pero su bomba centrífuga principal, es de gran capacidad de bombeo y alta potencia por lo que trae consigo altos consumos de energía eléctrica y la imposibilidad de hacer uso de la misma por largos periodos de tiempo. Por lo que se hace necesario recuperar y reinstalar la bomba auxiliar de menor capacidad y potencia de consumo, que permita un mayor empleo de la instalación para la realización de prácticas de laboratorios e investigaciones a menores escalas. Aunque la misma estará instalada en paralelo con la bomba principal, que permita complementar el trabajo de esta en caso de ser necesario.

Esta bomba auxiliar fue retirada años atrás de la instalación por rotura en sus elementos que la inhabilitaron para su funcionamiento

A partir de lo antes expuesto se define como **problema:**

Desconocimiento de los parámetros nominales de funcionamiento de la bomba auxiliar que se desea recuperar e instalar en la instalación semi industrial de hidrotransporte.

Se establece como **objeto** de estudio:

Bomba centrífuga auxiliar de la instalación semi-industrial de hidrotransporte.

El **campo de acción** de la investigación se enmarca en el:

Parámetros de operación de la bomba auxiliar de la instalación semi-industrial de hidrotransporte.

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

La recuperación y montaje de la bomba centrífuga auxiliar de la instalación de hidrotransporte, permitirá, establecer los parámetros nominales y operacionales de la bomba, así como, su correcto funcionamiento y empleo en las prácticas de laboratorio e investigaciones.

Se define como **objetivo general** del trabajo:

Evaluar los parámetros nominales y de operación de la bomba auxiliar que se desea recuperar e instalar en la instalación semi-industrial de hidrotransporte.

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

1. Recuperar los elementos dañados o con rotura de la bomba centrífuga auxiliar que permita el correcto montaje e instalación de la misma.
2. Obtener datos experimentales a partir de pruebas en la instalación con fluido agua.
3. Obtener los parámetros nominales y de operación de la bomba centrífuga auxiliar
4. Realizar análisis económico.

Se plantean las siguientes **tareas del trabajo**:

1. Análisis y búsqueda bibliográfica de la temática objeto de estudio.
2. Recuperación de los elementos dañados de la bomba auxiliar, así como su montaje y puesta en funcionamiento en la instalación de hidrotransporte.
3. Ensayos experimentales para la obtención de datos de presión de entrada, presión de salida de la bomba y flujo volumétrico.
4. Valoración de los parámetros nominales y operación de la bomba.
5. Valoración económica

CAPÍTULO 1. MARCO TEÓRICO Y ANTECEDENTES INVESTIGATIVOS

1.1. Introducción

Las bombas han tenido y tienen un papel decisivo en el desarrollo de la humanidad. No es posible imaginar los modernos procesos industriales y la vida en las grandes ciudades sin la participación de estos equipos. Están presentes en las grandes centrales termoeléctricas, en las empresas de procesos químico, en las industrias alimenticias. Están presentes también en los equipos automotores. Tienen un decisivo papel en el confort de los grandes asentamientos humanos con el suministro de agua, evacuación de residuales y aire acondicionado. Los equipos de bombeo en particular son decisivos en los sistemas de riesgos para la producción agrícola de alimentos.

Objetivo del capítulo

Establecer los fundamentos teóricos que sirvan de base para el diseño y construcción de elementos de una bomba centrífuga tales como: árbol y coplin, así como el montaje y puesto en marcha de la misma en la instalación de Hidrotransporte ubicada en el Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.

1.2. Bombas centrífugas y factores hidráulicos del sistema

Según Rodríguez (2008), existen una gran variedad de bombas que se agrupan en:

1. Bombas de desplazamiento positivo: reciprocantes, rotatorias, de diafragma, entre otras.
2. Bombas de desplazamiento no positivo: centrífugas, de flujo axial y de flujo mixto.
3. Bombas de fluido impelente: ariete hidráulico, emulsores e inyectoros.

1.2.1. Características de las bombas

Cada bomba presenta diferentes tipos de características que la diferencian una de otra (Rodríguez, 2008), según la clasificación de los diferentes tipos de bomba, se caracterizan por:

1.2.1.1. Bombas de desplazamiento positivo

En las bombas de desplazamiento positivo, la transferencia de energía al fluido es hidrostática. En la transferencia de energía hidrostática, un cuerpo de desplazamiento reduce el espacio de trabajo lleno de fluido y bombea el fluido a la tubería. El cuerpo de desplazamiento ejerce una presión sobre el fluido. Al aumentar el espacio de trabajo, este se vuelve a llenar con fluido de la tubería. Este tipo de bombas (ver figura 1.1) se caracterizan (Mataix, 1982) por:

- ✓ A velocidades determinadas la descarga es constante e independiente de la carga de bombeo.
- ✓ La carga de bombeo puede aumentarse (dentro de los límites que los materiales de construcción de la bomba lo permitan) con solo aumentar la potencia del motor que la mueve manteniendo el flujo constante.
- ✓ Para regular el flujo se debe hacer mediante una recirculación, pues no admiten estrangulación del fluido.



a) Bomba de tornillos

b) Bomba peristáltica

c) Bomba de engranajes

Figura 1.1. Bombas de desplazamiento positivo

1.2.1.2. Bombas de desplazamiento no positivo

Según White (1979), la gran velocidad de funcionamiento que poseen estas bombas (ver figura 1.2) permite su accionamiento directo por los motores eléctricos, pequeño tamaño y peso, gran seguridad de marcha y servicio y mínimo número de elementos de desgaste, las mismas se caracterizan de la siguiente manera:

- El flujo que brindan es inversamente proporcional a la carga de bombeo y es variable.

- La carga de bombeo no puede aumentarse con solo aumentar la potencia del motor, sino que es necesario variar la velocidad del rotor y cambiar el diámetro del impelente.
- Se puede regular el flujo mediante válvulas.

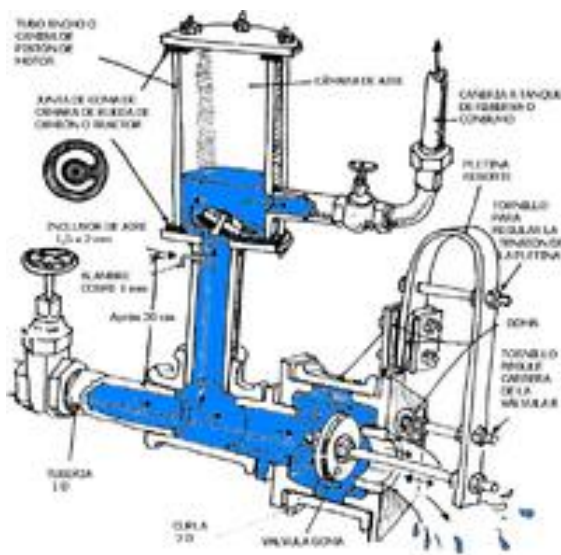


a) Bomba centrífuga

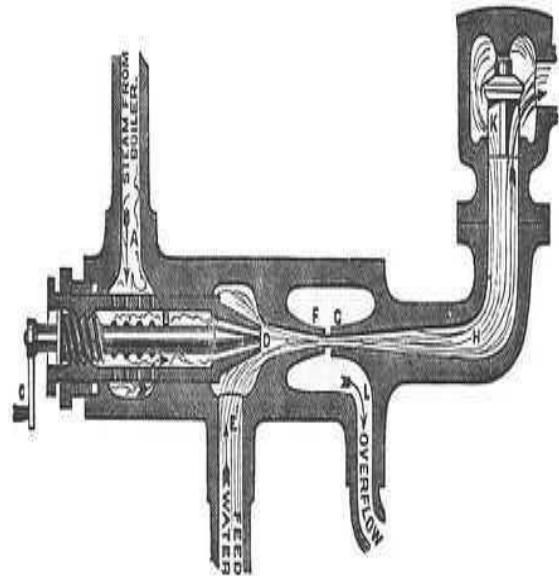
Figura 1.2. Bomba de desplazamiento no positivo

1.2.1.3. Bombas de fluido impelente

Las bombas de fluido impelente (ver figura 1.3) utilizan un fluido a alta presión que sale por una boquilla a alta velocidad y baja presión, convirtiendo su energía potencial en energía cinética. En esta zona de baja presión se mezcla con el fluido que se quiere bombear y le imparte energía cinética. A continuación, ambos fluidos mezclados entran por otra boquilla donde la energía cinética vuelve a convertirse en potencial, disminuyendo la velocidad y aumentando la presión. el fluido bombeado puede ser líquido o gaseoso y, en algunos casos puede llevar sólidos en suspensión (Domínguez, 1945).



a) Ariete hidráulico



b) Inyector

Figura 1.3. Bombas de fluido impelente.

1.2.2. Teoría general de funcionamiento de las bombas centrífugas

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

Cada curva corresponde a una determinada velocidad de rotación y un diámetro de impulsor.

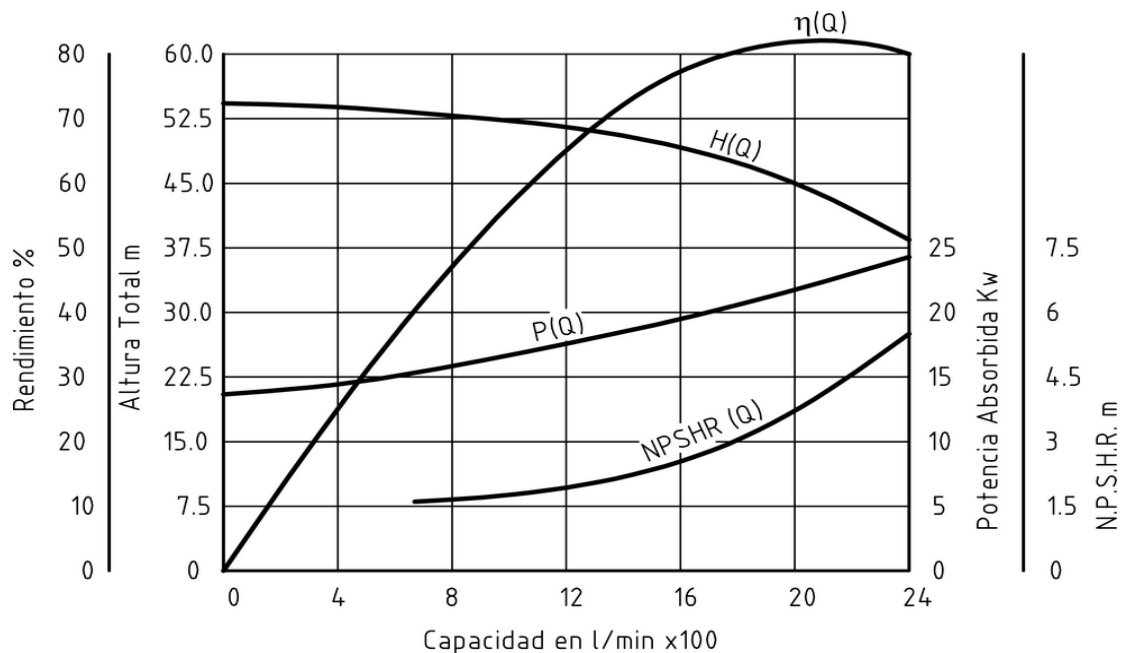


Figura 1.4. Curva característica de la bomba centrífuga, Gamboa (2017).

La curva característica presenta el comportamiento de la bomba bajo diferentes condiciones de trabajo, las cuales son definidas por la altura total del sistema contra el cual está trabajando, es decir, por el punto de intersección de las curvas de la bomba y del sistema.

Las bombas centrífugas mueven un cierto volumen de líquido entre dos niveles, son pues, maquinas hidráulicas que transforman un trabajo en otro de tipo hidráulico (Rodríguez, 2008). Los elementos con que consta una instalación (ver figura 1.4), son:

- ✓ Una tubería de aspiración, que concluye prácticamente en la brida de aspiración.
- ✓ El impulsor o rodete, formado por un conjunto de álabes que pueden adoptar diversas formas, según la misión a que vaya a ser destinada la bomba, los cuales giran dentro de una carcasa circular. El rodete es accionado por un motor, y va unido solidariamente al eje, siendo la parte móvil de la bomba. El líquido penetra axialmente por la tubería de aspiración hasta la entrada del rodete, experimentando un cambio de dirección más o menos brusco, pasando a radial (en las centrífugas) o permaneciendo axial (en las axiales), acelerándose y adsorbiendo un trabajo.

Los álabes del rodete someten a las partículas de líquido a un movimiento de rotación muy rápido, siendo proyectadas hacia el exterior por la fuerza centrífuga, creando una altura dinámica de forma que abandonan el rodete hacia la voluta a gran velocidad, aumentando también su presión en el impulsor según la distancia del eje. La elevación del líquido se produce por la reacción entre éste y el rodete sometido al movimiento de rotación.

- ✓ La voluta, es un órgano fijo que está dispuesta en forma de caracol alrededor del rodete, a su salida, de tal manera que la separación entre ella y el rodete, es mínima en la parte superior, y va aumentando hasta que las partículas líquidas se encuentran frente a la abertura de impulsión. Su misión es la de recoger el líquido que abandona el rodete a gran velocidad, cambiar la dirección de su movimiento y encaminarle hacia la brida de impulsión de la bomba. La voluta es también un transformador de energía, ya que frena la velocidad del líquido, transformando parte de energía dinámica creada en el rodete en energía de presión, que crece a medida que el espacio entre el rodete y la carcasa aumenta, presión que se suma a la alcanzada por el líquido en el rodete.
- ✓ Una tubería de impulsión, instalada a la salida de la voluta, por la que el líquido es evacuado a la presión y velocidad creada en la bomba.

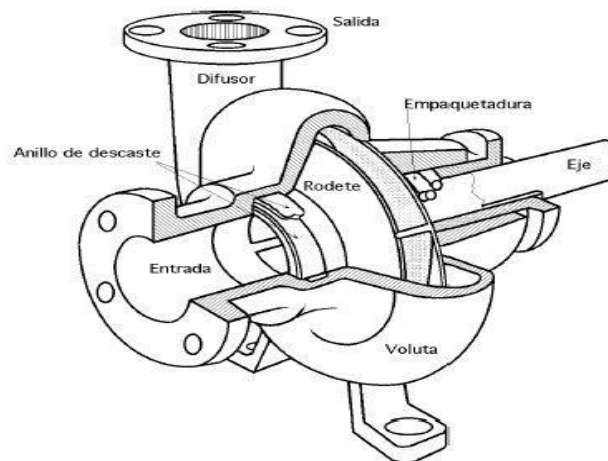


Figura 1.4. Partes componentes de la bomba centrífuga.

1.2.3. Clasificación de las bombas centrífugas

Las bombas de efecto centrífugo han adquirido gran relevancia por sus grandes posibilidades y vasto campo de aplicación, habiendo desplazado casi por entero a las de desplazamiento positivo. Su gran velocidad de funcionamiento, que permite su accionamiento directo por motores eléctricos, pequeño y peso, gran seguridad de marcha y servicio y mínimo número de elementos de desgaste, han sido factores decisivos que se han impuesto para conseguir su gran difusión y empleo. Los principales tipos de bomba centrífugas se pueden clasificar, (Streeter-Wylie, 1987) de acuerdo con:

1. La dirección del flujo.
2. El tipo de impulsor.
3. El material de sus partes.
4. El número de impulsores.

1.2.3.1. Clasificación según la dirección del flujo

La clasificación según la dirección del flujo atiende la trayectoria que sigue el líquido a su paso en los árboles (el impulsor), por lo tanto, se distinguen por la dirección del flujo impulsado, según Vennard (1986), se diferencian en:

1. Bombas del flujo radial (centrífugas): en estas bombas la corriente líquida sale del rodete radialmente (o sea la salida del fluido es perpendicular al eje).
2. Bombas de flujo axial (hélices): la corriente líquida sale en superficies cilíndricas alrededor del eje de rotación (o sea la salida del fluido es paralelo al eje).
3. Bombas de flujo mixto (diagonales): se verifica radial y axialmente, denominándose también el flujo mixto.

1.2.3.2. Clasificación de acuerdo con el tipo de impulsor

Según su diseño mecánico o estructural, se puede distinguir tres tipos de impulsores (Vennard, 1986):

- ✓ De álabes aislados (abiertos): en un impulsor abierto, los álabes desnudos van unidos únicamente al eje de giro y se mueven entre dos paredes laterales fijas

pertenecientes a la carcasa de la bomba, con tolerancias laterales lo más estrechas posibles para evitar fugas.

- ✓ Con ambas paredes el rodete lateral de apoyo (semi-abiertos): los impulsores con una sola pared lateral, que siempre es la posterior, se emplean con cierta frecuencia, destacando las bombas de flujo mixto y todas las axiales. Al igual que en los abiertos, su buen rendimiento está basado en una tolerancia al centro y en los canales del impulsor entre sí. Estas fugas son tanto mayores cuanto menos viscoso es el líquido, por lo que, con líquidos algo viscosos el caudal y la altura pueden aumentar, a pesar de las mayores pérdidas por rozamiento, lo que les hace más apropiados que los abiertos para trabajar con líquidos a altas temperaturas.
- ✓ Con ambas paredes laterales (cerrados): los impulsores cerrados tienen los álabes colocados entre dos paredes laterales, anterior o de aspiración y posterior. El estrecho margen de tolerancias existente para evitar fugas de retroceso entre la impulsión y la aspiración suele ser axial y está constituida por unas superficies anulares muy próximas, situadas alrededor del orificio de aspiración (oído del impulsor) y formadas por los aros del cierre, uno montado en la carcasa y la otra gira montado en el impulsor. La principal ventaja de esta solución es que los aros de cierre se pueden cambiar fácilmente cuando se desgastan, recuperando la tolerancia primitiva, evitando así fugas mayores.

1.2.3.3. Clasificación según la dirección del flujo

Según Nekrasov (1986) las condiciones de servicios y la naturaleza química del líquido a manejar además del medio ambiente, determinan el material que debe emplearse. Las designaciones del material frecuentemente utilizadas en la construcción de bombas centrífugas son:

- ✓ Bomba de hierro y bronce (estándar).
- ✓ Bomba toda de hierro.
- ✓ Bomba toda de bronce.
- ✓ Bomba de acero con partes internas de hierro o acero inoxidable.

- ✓ Bomba toda de acero inoxidable.

Las bombas centrífugas también pueden construirse de otros metales y aleaciones de acero, además pueden ser de porcelana, vidrio y plástico. Lo más común y económico por ejemplo para agua potable es que se construyan de hierro y bronce.

1.2.3.4. Clasificación de acuerdo con el número de impulsores

En este caso debe atenderse que el número de impulsores hace referencia a los impulsores colocados en serie; ya que dos o más impulsores en paralelo equivaldrían a dos o más bombas separadas. De acuerdo con este criterio las bombas centrífugas se clasifican (De Azevedo-Netto; Alvarez, 1975) en:

- ✓ Simplex (un solo impulsor).
- ✓ Dúplex (dos impulsores).
- ✓ Multiplex (más de dos impulsores).

1.3. Tipos fundamentales de árboles

Los árboles son elementos de máquinas destinados a transmitir potencia. Según Shigley (1990) los árboles son cargados por momentos torsores (esfuerzos normales). Y por la forma del eje geométrico del árbol se distinguen:

1. Árboles rectos.

- De sección circular constante: el árbol o eje está formado por un único diámetro (ver figura 1.5).

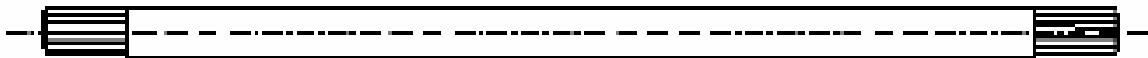


Figura 1.5. Árbol recto

- Escalonado: la sección del árbol es variable compuesta por diferentes diámetros (ver figura 1.6).

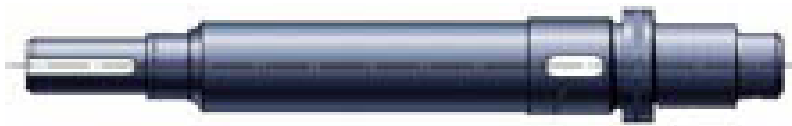


Figura 1.6. Árbol escalonado.

2. Árboles acodados (cigüeñales): formado por codos con apoyos intermedios (ver figura 1.7).



Figura 1.7. Árbol acodado.

1.3.1. Materiales para los árboles

Shigley (1990), expone que la construcción de árboles y ejes se debe tener en cuenta el tipo de material y el tratamiento térmico que se le debe realizar, el material a utilizar (ver tabla1.1), son los aceros:

- Al carbono
- Aleados

Tabla 1.1. Tratamiento térmico según el tipo de acero

Tratamiento térmico	Grupo de materiales	Marca del acero (norma SAE)
Normalización, mejoramiento	Aleados y al carbono	1045; 1145; 3140; 3141; 4330
Temple a corazón		3140; 8742
Temple superficial		1040
Temple por CAF a corazón		5052; 3140
Cementación		1015; 1020; 3120; 3115; 4023
Nitruración		1035; 4140; 3140; 5140

Para la confección de ejes y árboles, en la mayoría de los casos, en Cuba se prefieren aceros según las normas SAE y DIN. De la tal manera que se usan los siguientes aceros:

- ✓ SAE 1010 Y SAE 1020: para árboles poco cargados o de uso esporádico donde sea deseable un bajo costo de fabricación o cuando algunas partes de los elementos deban ser endurecidos mediante cementación.
- ✓ SAE 10545: es el acero para arboles más corrientemente usado, pues el mayor contenido de carbono le otorga una mayor dureza, mayor resistencia mecánica y un costo moderado. No obstante, lo anterior, cuando este acero se endurece por templado sufre deformaciones y baja su resistencia a la fatiga.
- ✓ SAE 4140: es un acero al cromo níquel molibdeno bonificado de alta resistencia que se emplea en ejes muy cargados y en donde se requiere alta resistencia mecánica.
- ✓ SAE4340: es un acero al cromo níquel molibdeno bonificado de máxima tenacidad, resistencia a la tracción y torsión que se aplica a los cálculos para el diseño de árboles.
- ✓ DNI St. 42: es un acero ordinario con 420 N/mm² de resistencia mínima a la rotura en tracción, que se emplea en árboles y ejes poco cargados o pertenecientes a mecanismos de uso poco frecuentemente.
- ✓ DIN St. 50 o DIN St. 60: son también aceros ordinarios con 500 o 600 N/mm² respectivamente, que se emplean cuando los ejes o árboles quedan sometidos a mayores solicitaciones.

- ✓ DIN I5Cr3: acero de cementación de baja aleación que se usa especialmente para árboles de cajas de cambio de automotrices, con una resistencia a la ruptura en tracción entre 600 y 850 N/mm².
- ✓ DIN 15CrNi6: acero aleado de cementación con resistencia a la ruptura entre 900 y 1200 N/mm², usando en la confección de árboles de cajas de cambio fuertemente solicitados.
- ✓ DIN Ck45 o DIN Ck60: aceros al carbono bonificados con bajo contenido de fósforo y azufre, para la confección de ejes y árboles medianamente solicitados.
- ✓ DIN 34CrMo4 o DIN37MnSi5: aceros bonificados, con alta resistencia a la fatiga, aptos para la confección de ejes, árboles, cigüeñales.
- ✓ DIN 30CrMoV9 DIN 36CrNiMo4: aceros bonificados para la confección de árboles muy fuertemente solicitados.

1.3.2. Causas fundamentales de rotura de los árboles y ejes

En el caso de cargas variables, las roturas por falta de resistencia mecánica pueden producirse con esfuerzos por debajo de las tensiones admisibles considerada aceptables en diseño estático y de forma repentina (ver figura 1.8). este fenómeno por el cual los materiales pierden resistencia cuando están sometidos a ciclos de tensiones variables en el tiempo, se denomina fatiga (Shigley.)



Figura 1.8. Falla por fatiga de un árbol.

1.3.3. Elementos de unión para árboles

Los elementos de unión para los árboles, cumplen con la función de evitar desajustes, pandeo o el movimiento circular relativo del árbol con los elementos de máquinas (ver figura 1.9). Entre los elementos de unión para un árbol según Vanegas (2011) están:

- ✓ Chavetas o cuñas: son piezas que se adicionan al conjunto para evitar el movimiento circular relativo entre un árbol y los elementos de máquinas que se colocan sobre el (poleas, engranajes, volantes, levas, embragues, frenos). Algunas también impiden el movimiento axial, cuando existe, una carga a transmitir a los apoyos.
- ✓ Pasador: consiste en un macizo (cilíndrico o cónico) o un caño abierto, que se coloca a presión en forma perpendicular al árbol, pasando de lado a lado de la llanta, en general, de forma diametral. En los macizos se debe mantener la relación $D = d + 0,0208 L$ o conicidad del 2 % pueden tener además una cara plana y/o rosca en el extremo más fino. De ser un caño abierto el diámetro interior debe ser menor 0,66 del exterior para evitar su ovalado y pandeo.
- ✓ Prisionero: es un bulón de alta resistencia y dureza que va roscado en la maza y presiona sobre el árbol (ver figura 1.9. a), se aconseja que este último posea una dureza de por lo menos 10 Rc menor que el prisionero. Depende del esfuerzo de compresión que genera sobre el árbol para desarrollar una fuerza de sujeción resistente al movimiento relativo axial y/o rotatorio de la pieza y que se conoce como capacidad de fijación. Si es complementario de una chaveta siempre debe ir colocado sobre ésta.

A veces en el árbol se suele hacer una pequeña perforación en forma de cono para que penetre la punta del prisionero (ver figura 1.9. b), esto mejora el agarre, garantizando además el correcto posicionado longitudinal, pero es laboriosa la operación. También puede fabricarse una superficie plana que mejora sólo el agarre radial (ver figura 1.9. c) y además no deforma el árbol.

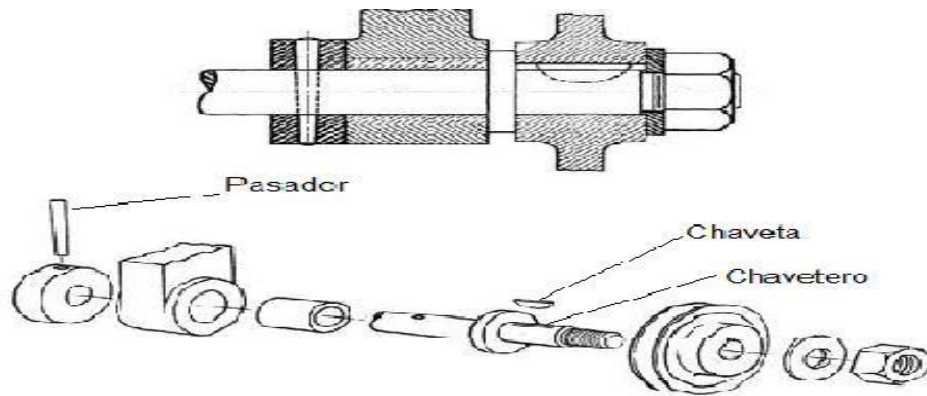


Figura 1.9. Elementos de unión para un árbol.

1.4. Tipos de acoplamientos y su clasificación

Los acoplamientos tienen por función prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, estén o no alineados entre sí. Para llevar a cabo tales funciones se disponen de diferentes tipos de acoplamientos mecánicos. Los acoplamientos se clasifican (tulio, 2014) en los siguientes tipos:

- Acoplamientos rígidos:
 - Acoplamientos rígidos de manguito o con prisionero.
 - Acoplamiento rígido de platillos.
 - Acoplamientos rígidos por sujeción cónica.
- Acoplamientos flexibles:
 - Acoplamientos flexibles de manguitos de goma.
 - Acoplamientos flexibles de disco flexibles.
 - Acoplamientos flexibles de fuelle helicoidales.
 - Acoplamientos flexibles direccionales de tipo Falk.
 - Acoplamientos flexibles de cadenas.
 - Acoplamientos flexibles de engrane.
 - Acoplamientos flexibles de fuelle metálico.
- Acoplamientos especiales o articulados:
 - Junta eslabonada de desplazamiento lateral.
 - Junta universal.

1.4.1. Acoplamientos rígidos

Según Tulio (2014), los acoplamientos rígidos se fijan a los ejes de manera que no existe el desplazamiento relativo entre ambos, sin embargo, se puede permitir cierto desajuste o juego axial. Estos acoplamientos se utilizan cuando la precisión del par de torsión es de suma importancia. La maquinaria para producción automática suele tener a sus componentes, acoplamientos rígidos. Los servomecanismos que no deben presentar juego anular, también.

Acoplamientos rígidos de manguito con prisionero

Según Norton (2000), los acoplamientos rígidos de manguito con prisionero, cierran o ajustan por interferencia, mediante tornillos. Algunos suelen poseer una chaveta o un prisionero común a ambos ejes, sin embargo, es usual que estos casos se empleen en transmisiones de baja potencia o bajo torque. Los que tienen un ajuste preponderante por interferencia suelen tener los prisioneros con extremos en forma de tazas para que se incrusten mejor en el eje, a su vez los ejes en los extremos deben tener algún ligero rebaje para efectuar el ajuste en forma gradual. En caso de no contar con datos de fabricante, para detalles de cálculo de interferencia se sugiere emplear coeficientes de rozamiento de entre 0,15 y 0,20: correspondientes a la fricción de hierro fundido.

1.4.1.1. Acoplamientos de platillo

Los acoplamientos rígidos de los platillos se ajustan por medio de pernos y chavetas de material muy resistente. Estos dispositivos pueden calcularse, aunque no se cuente con datos del fabricante, empleando hipótesis de esfuerzos cortante en los pernos de unión e hipótesis de fricción en toda la superficie de contacto, sin embargo, se supone como condición de trabajo más segura emplear la hipótesis de corte puro. En estas circunstancias se debe garantizar un maquinado muy preciso en los alojamientos de los pernos y deben coincidir perfectamente (Norton, 2000).

1.4.1.2. Acoplamientos rígidos por sujeción cónica

Shigley (2002), los acoplamientos rígidos por sujeción se fabrican en varios diseños, siendo el más común el acoplamiento de dos o más piezas divididas, que se fijan

alrededor de los ejes y que transmiten el torque por fricción e interferencia. El efecto de bloqueo se logra cuando el collarín dividido de superficie cónica es presionado entre el eje y la carcasa del acoplamiento, también de superficie cónica.

1.4.2. Acoplamientos flexibles

Para Tulio (2014), los acoplamientos flexibles funcionan como un eje como cuerpo rígido posee seis grados de libertad, con respecto a un segundo eje. Sin embargo, por razones de simetría, tan solo quedaran cuatro que generan una posible desalineación. Estas condiciones de desalineación pueden ser axial, angular, paralela y torsional.

1.4.2.1. Acoplamientos flexibles de manguito de goma

Estos acoplamientos flexibles de manguito de goma, poseen discos de goma embutidos entre los pernos y los alojamientos, permitiendo absorber vibraciones de diversa índole, principalmente las torsiones. Su cálculo está fuertemente asociado a los datos que aporta el fabricante (Hamrock, 2000)

1.4.2.2. Acoplamientos flexibles de disco

En los acoplamientos flexibles de disco, las dos masas quedan conectadas por un miembro elástico (Hamrock, 2014), de material elastómero o bien por un resorte mecánico, permiten cierta desalineación axial, angular y paralela, pero ninguna desalineación torsional y permiten poco juego.

1.4.2.3. Acoplamientos flexibles de fuelle helicoidales

Los acoplamientos flexibles de fuelle helicoidales, aceptan la desalineación axial, angular y paralela con poco o ningún juego (Tulio, 2014). Se fabrican de un cilindro sólido con una ranura helicoidal para aumentar su flexibilidad. Son muy versátiles, aunque tienen riesgos de rotura por fatiga.

1.4.2.4. Acoplamientos flexibles de quijadas de goma

Norton (2000), expone que los acoplamientos flexibles de quijadas de goma, tienen dos o más con quijadas protuberantes, las cuales se superponen y se conectan por

medio de un inserto elastómero o algún metal blando. El tipo de holguras con que se fabrican, permiten la desalineación axial, angular y paralela, pero suelen conducir a juegos no deseables entre las partes.

1.4.2.5. Acoplamientos flexibles direccionales

Los acoplamientos flexibles direccionales de tipo Falk, constan de dos platillos similares, con dentado o ranurado idéntico y el enlace de los mismos se lleva a cabo con una lámina elástica (Shigley, 2002).

1.4.2.6. Acoplamientos flexibles de cadenas

Similares a los anteriores (Shigley, 2002), los acoplamientos flexibles de cadenas, se llevan a cabo con una cadena doble o cuádruple de rodillos.

1.4.2.7. Acoplamientos flexibles de engrane

Según Tulio (2014) estos acoplamientos flexibles de engrane, combinan dientes de engranes rectos y curvos con dientes internos. Suelen permitir un deslizamiento axial sustancial y dependiendo de las formas de los dientes, también pueden tolerar cierto desplazamiento angular. Debido a la cantidad de dientes actuando en forma conjunta pueden transmitir torque muy elevados. Estos acoplamientos son muy empleados en hornos rotativos de calcinación para cal y cementos, como también en las construcciones navales ya que permite absorber las dilataciones de los ejes soportando las vibraciones de temperatura.

1.4.2.8. Acoplamientos flexibles de fuelle metálico

La fabricación de los acoplamientos flexibles de fuelle metálico, se realiza con una delgada lamina de metal, soldando juntas una serie de arandelas metálicas cóncavas, formando así un tubo de fuelle (Hamrock, 2000). Estos acoplamientos ofrecen una gran rigidez a la torsión, pero comparativamente con otros diseños tienen un par limitado, sin embargo, garantizan un juego nulo o muy pequeño.

1.4.2.9. Acoplamientos especiales o articulados

Este tipo de acoplamiento especial, tiene como objetivo transmitir el movimiento de rotación de un eje al otro, a pesar de la no colinealidad. En los vehículos de motor se suele utilizar como parte del árbol de transmisión, que lleva la fuerza desde el motor situado en la parte delantera del vehículo hacia las ruedas trasera (Hamrock, 2000).

1.4.2.10. Junta eslabonada de desplazamiento lateral

La junta eslabonada de desplazamiento lateral, conecta dos ejes con desalineación paralela muy grande, sin que por ello se pierda capacidad de transmisión del par torsor. Existen diversos modelos como la junta Schmidt o la denominada junta Oldham (Tulio, 2014).

1.4.2.11. Juntas universales

Estas juntas universales, permiten una desalineación angular sustancial. Existen varios tipos, la denominada junta Cardan o Hooke y que no posee velocidad constante y la junta *Rzeppa*”, que posee velocidad constante. Los primeros se montan de a pares, para poder garantizar transmisión de velocidad constante, cancelando el efecto de error de velocidad. Las juntas *Rzeppa*” también conocidas como juntas homocinéticas son empleadas en los vehículos de tracción delantera (Tulio, 2014).

1.5. Descripción de la instalación semi-industrial de hidrotransporte de la Universidad de Moa

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

científicas, permitiendo hacer mediciones de diferentes variables como: presión, temperatura, densidad, nivel y flujo, registrando sus valores para un mejor análisis del proceso, según se muestra en la figura 1.10 se presenta un esquema de la instalación.

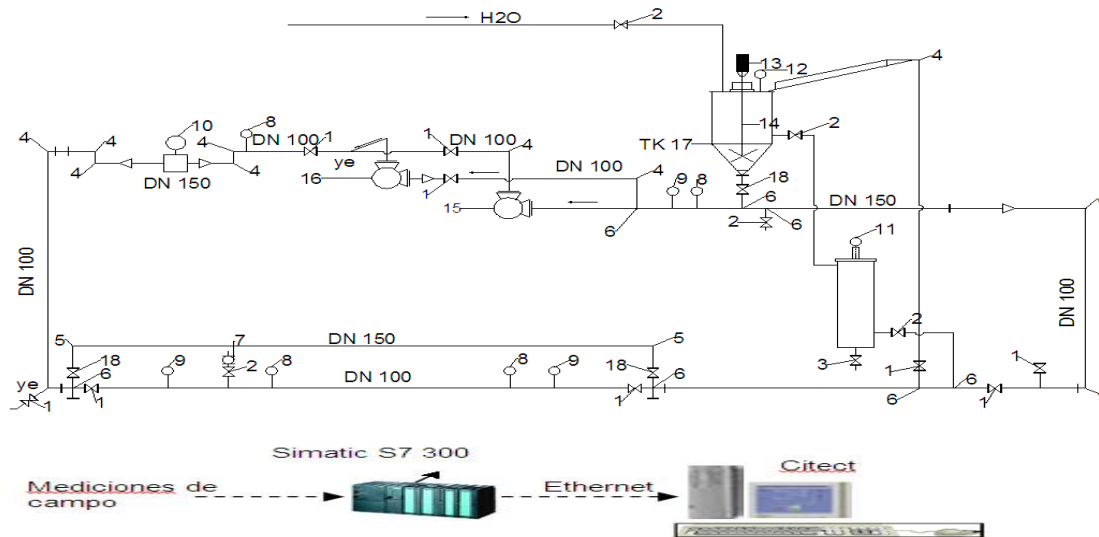


Figura 1.10. Esquema de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMM.

1.6. Simulación de objetos de ingeniería

Pero-Sanz *et al.* (2000), plantean que la simulación de procesos es una de las más grandes herramientas de la ingeniería industrial, la cual se utiliza para representar un proceso mediante otro que lo hace mucho más simple y entendible. Mediante el método de elementos finitos es posible generar piezas de aspecto casi real, comprobar su comportamiento, bajo diversas condiciones de trabajo y estudiar el movimiento conjunto de grupos de sólidos. Lo que permite mejor conocimiento de un producto antes de que exista físicamente, siendo posible detectar mucho de los problemas que de otro modo se hubieran detectado en el servicio real.

Actualmente el método de los elementos finitos ha sido generalizado hasta constituir un potente método de cálculo numérico, capaz de resolver cualquier problema de la física como un sistema de ecuaciones, abarcando los problemas de la mecánica de fluidos, de la transferencia de calor, del magnetismo, entre otro. El método de elementos finitos (MEF) consiste en la transformación de un sistema de ingeniería

con infinitas incógnitas a un modelo de elementos finitos. En realidad, es una idealización matemática de un sistema real cuyo comportamiento deberá, al menos de ser incluido, pues de otro modo la modelación puede ser muy laboriosa o imposible.

1.6.1. Etapas del método de elemento finito

Según Boada (2003), el ciclo del análisis por elementos finitos concluye cinco etapas diferenciales:

1. Concepto: en esta etapa se debe tener en cuenta los requisitos del problema a analizar. Hay que definir el modelo e incluir para el correcto análisis.
2. Modelización: esta etapa es también llamada pre – procesamiento. En este punto se diseña el objeto a analizar, así como las condiciones de contorno.
3. Análisis: en este punto es en el que se hace el verdadero cálculo numérico del modelo de elementos finitos.
4. Interpretación: aunque todos los demás puntos son los que hacen posible el análisis, esta es en realidad la etapa más importante. Aquí es donde se da forma a los datos obtenidos, se interpreta su significado y se decide si el análisis es admisible o si, por el contrario, se debe proceder a realizar algún cambio. Desde esta etapa se puede volver atrás hasta el concepto, la modelización o incluso hasta una nueva interpretación de los mismos datos.
5. Aceptación: es el momento de realizar las conclusiones finales sacadas del análisis e interpretación de los datos obtenidos.

1.7. Conclusiones del capítulo

1. Se exponen los fundamentos teóricos de la temática objeto de estudio. A través de investigaciones realizadas en el campo de los sistemas de bombeo y la caracterización de los mismos.

Capítulo 2. Materiales y métodos

2.1. Introducción

A partir de las dificultades encontradas en el diseño y construcción del árbol de la bomba centrífuga auxiliar de la instalación de hidrotransporte, (Pérez, 2018), se plantea la necesidad de recalcular su dimensionamiento, que permita el correcto ensamblado, montaje y puesta en funcionamiento la bomba objeto de estudio,

Objetivo del capítulo

- Realizar la evaluación del redimensionamiento del árbol de la bomba centrífuga.
- Establecer el método de obtención de las curvas que caracterizan los parámetros nominales de la misma, así como los operacionales del sistema.

2.2. Metodología para el cálculo de la evaluación del redimensionamiento del árbol impulsor de la bomba objeto de estudio

Sobre el impulsor de una bomba centrífuga actúan fuerzas antagónicas sobre ambas caras, como consecuencia de la presión ejercida sobre las mismas. La presión a cada lado del rodete suele ser diferente, lo que ocasiona un empuje en la dirección del eje que se debe compensar mediante el empleo de cojinetes de empuje.

2.2.1. Cálculo de las fuerzas de empuje axial y radial en el árbol

Para calcular la fuerza de empuje axial (Dobrovolski, 1978) se utiliza la ecuación:

$$F_A = K_a \cdot s \cdot \frac{Q^2}{DN1^2} \quad 2.1$$

Dónde:

F_A - fuerza axial de empuje en el rodete impulsor de la bomba [N]

K_a - constante de empuje axial [kg/m^3]

s - gravedad específica de fluido (para el agua es 1)

Q - caudal de fluido que atraviesa la bomba [m^3/s]

$DN1$ - diámetro de aspiración del rodete [m]

La fuerza radial a considerar es el peso del impelente.

2.2.2. Cálculo a la resistencia de los árboles y ejes

Según Faired (2002), para realizar el croquis del árbol o eje se calcula el diámetro preliminar, las cargas que se tienen en cuenta son las de las transmisiones colocadas sobre estos, o sea solo los esfuerzos de torsión. El mismo está dado por la ecuación:

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2[\tau]}} \quad 2.2$$

con:

d_k - Diámetro preliminar [mm]

M_t - Momento torsor que actúa sobre el árbol [$N \cdot mm$]

$[\tau]$ -Tensión admisible a cortante [$12 \div 20 MPa$]

2.2.3. Cálculo del momento torsor

El momento torsor está dado (Dobrovolski, 1978) por el cociente entre la potencia del motor y la velocidad angular.

$$M_t = \frac{N_{mot}}{w} \quad 2.3$$

donde:

N_{mot} - Potencia del motor [W]

w - Velocidad angular [s^{-1}]

La velocidad angular se calcula mediante la ecuación:

$$w = \frac{n \cdot \pi}{30}$$

con:

n : Número de revoluciones por minuto [r/min]

2.2.4. Momento flector que actúa sobre el árbol

Para la sección más peligrosa se determina el momento de flexión resultante, el cual se representa (Reshetov, 1987); como lo indica la ecuación:

$$M_f = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} \quad 2.4$$

Para este caso el momento flector fue determinado mediante el software informático xvigas, estableciendo las cargas en el árbol como se muestra en la figura 2.1.

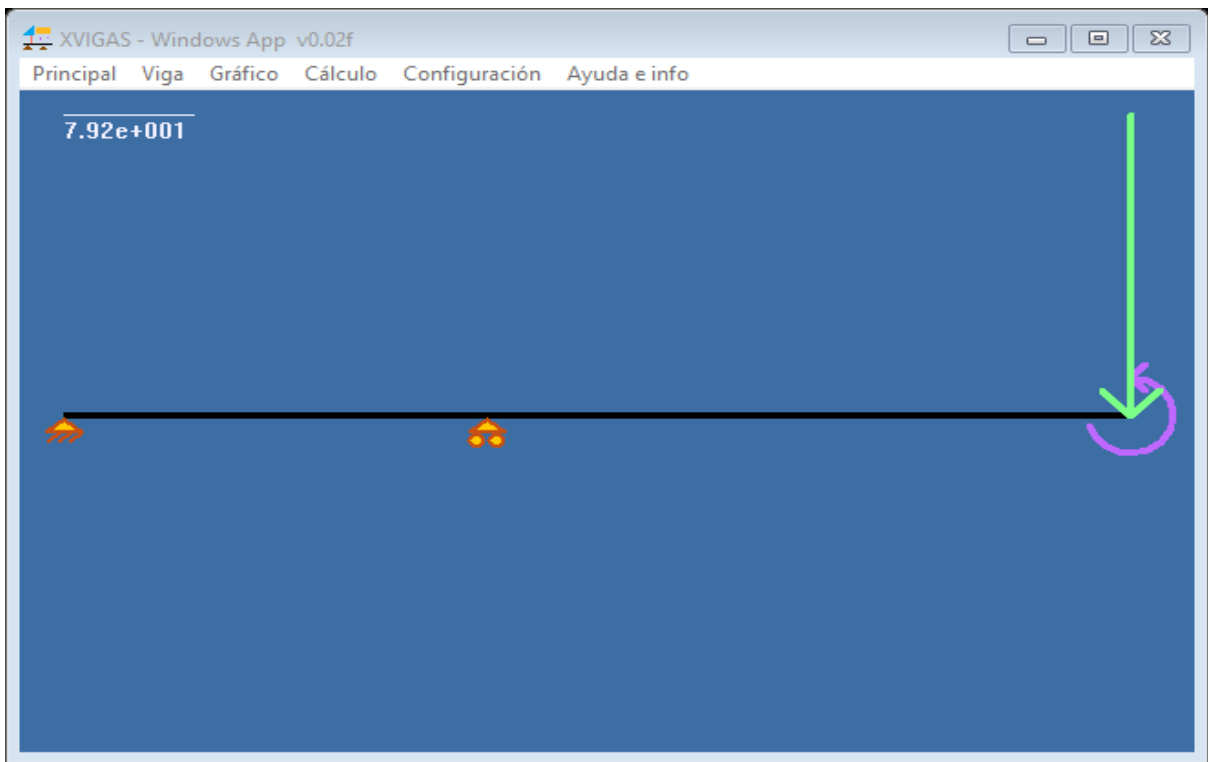


Figura 2.1. Cargas que actúan en la viga simplemente apoyada

2.2.5. Momento equivalente para la combinación de esfuerzos

El momento equivalente se obtiene (Reshetov, 1987) mediante el momento flector y el momento torsor, por lo que es el momento de esfuerzos combinados, y nos sirve para calcular el diámetro de la sección más peligrosa.

$$M_{eq} = \sqrt{Mf^2 + Mt^2} \quad 2.5$$

2.2.6. Determinación del diámetro para la sección más peligrosa

Según el resultado obtenido se sabrá si el árbol fue diseñado correctamente, por lo que es un cálculo que tiene una gran importancia a la hora de analizar el diseño (Dobrovolski, 1978), y se calcula por la ecuación:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{10M_{eq}}{(1-C^4)[\sigma_{flex}]_{III}}} \quad 2.6$$

con:

M_{eq} - Momento equivalente para la combinación de esfuerzos [$N \cdot mm$]

C - Relación diámetro interior/diámetro exterior (para árboles macizos $C = 0$)

$[\sigma_{flex}]_{III}$ - tensión admisible a la tracción compresión del material:

$$[\sigma_{flex}]_{III} = \frac{0,33 \cdot \sigma_{res}}{3,8}$$

2.3. Modelación y simulación del árbol

Para el desarrollo de la metodología se utiliza el software informático ANSYS Help 14.5, donde se determinarán las zonas de mayores concentraciones de tensiones bajo condiciones de carga específicas; para el árbol de la bomba centrífuga.

2.3.1. Pasos a seguir para la ejecución del Método de Elementos Finitos

Pero-Sanz *et al.* (2000), plantean que para una correcta ejecución del método de elementos finitos se debe tener en cuenta una serie de pasos lógicos, que facilitan el procedimiento para realizar la simulación de una pieza determinada, estos se muestran a continuación:

1. Elaboración del modelo geométrico en 3 dimensiones de la pieza.
2. Creación de un estudio.
3. Selección del material utilizando la biblioteca de materiales del ANSYS Help 14.5.
4. Aplicación de las condiciones de frontera.

5. Aplicación de las cargas correspondientes para la pieza.
6. Corrida del estudio para la obtención de los resultados.

2.3.2. Aplicación de las cargas correspondientes al árbol

El método de elementos finitos, es un método numérico generalmente utilizado para la solución de problemas con alto grado de dificultad, ya que involucran geometrías complejas, determinación de propiedades de materiales y cargas no distribuidas. El análisis por elementos finitos es un método computarizado para predecir como un objeto real reaccionará a fuerzas, calor, vibración, flujo de fluidos, fenómenos eléctricos y magnéticos. En términos generales se refiere a si este se romperá, fallará o trabajará como fue diseñado. Por lo que las condiciones de frontera (ver figura 2.2) cumplen un rol importante en la obtención de los resultados (Pero-Sanz et al, 2000)

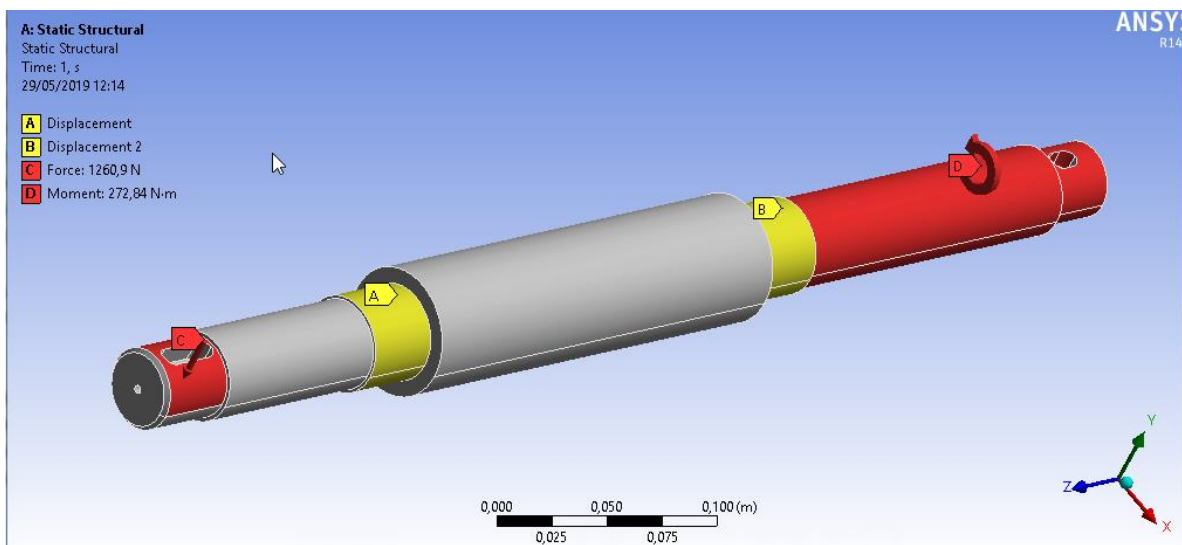


Figura 2.2. Cargas que actúan sobre el árbol (fuerza radial y momento torsor)

2.3.3. Mallado del árbol

Con esta función se tiene la posibilidad de hacer un remallado superficial y refinado de detalles automáticamente, lo que permite obtener los resultados detallados en cada parte de la pieza al ser simulada (Boada, 2003), para este caso se obtuvo el mallado mostrado en la figura 2.3.

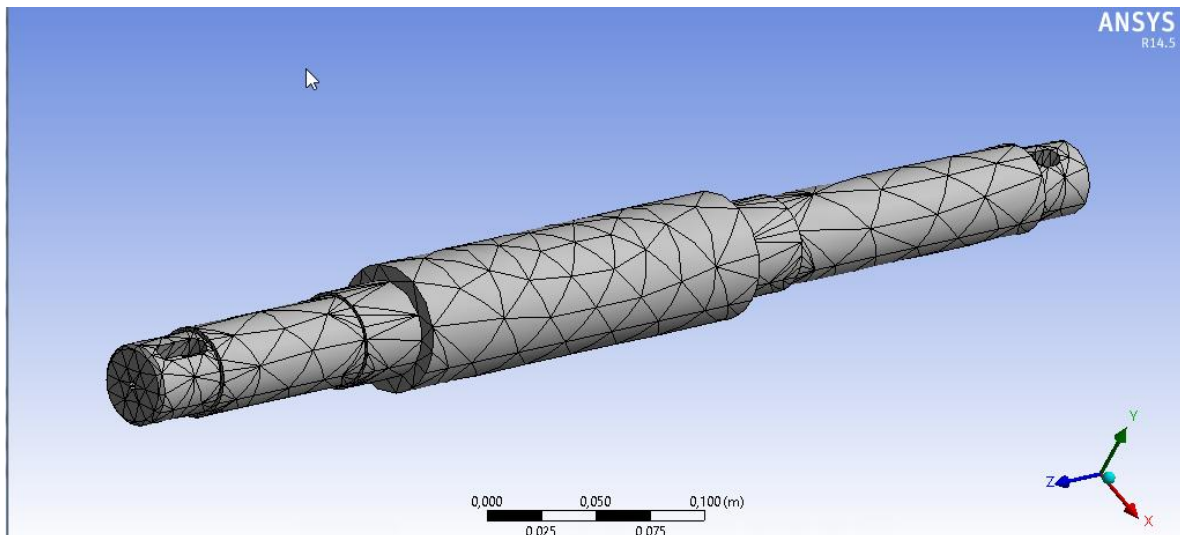


Figura 2.3. Mallado del árbol para la bomba

2.4. Procedimiento para el montaje y puesta en marcha de la bomba centrífuga objeto de estudio.

Una vez recuperados los elementos dañados, se procede al ensamble, montaje y puesta en marcha de la misma, en la instalación semi – industrial de hidrotransporte, Para ello se tiene en cuenta aspecto tales como:

- ✓ Los tramos de la tubería y los accesorios de conexión deben estar debidamente alineados y sostenidos individualmente para evitar deformaciones en la caja de la bomba.
- ✓ La cimentación debe estar asegurada y limpia.
- ✓ Asegurarse de que la bomba no debería tener que soportar el peso de las tuberías o compensar el desalineamiento.
- ✓ Se debe instalar los tornillos a través de las bridas de succión y descarga sin tener que empujar o hacer palanca sobre las bridas.
- ✓ Todas las tuberías deben estar apretadas, ya que la bomba puede succionar aire si se permite que entre aire a la tubería.
- ✓ Después de conectar la tubería, gire a la derecha el eje de la bomba (visto de frente desde el extremo del motor), a mano, varias revoluciones completas para asegurarse que no haya partes atoradas y que todas las piezas se muevan libremente.

- ✓ Es absolutamente necesario que el giro del motor se verifique antes de instalar el coplín en los ejes.
- ✓ Verifique que el motor gira en la misma dirección.

Puesta en marcha de la bomba y ajuste del flujo

- ✓ Abra completamente la válvula de succión. Es muy importante dejar abierta la válvula de succión mientras la bomba está en operación. Cualquier estrangulamiento o ajuste del flujo se debe realizar por medio de la válvula de descarga.

2.5. Deducción analítica de las curvas características de la bomba centrífuga auxiliar.

Son muchos los problemas que pueden venir asociados a una bomba centrífuga y el tratar de resolverlos de la manera más eficientemente posible pasa, primeramente, por conocer de manera exacta y precisa si la bomba está funcionando dentro de los parámetros para los cuales fue diseñada, es decir, el punto en el cual se encuentra trabajando. En el manual de la bomba se encuentran las diversas curvas asociadas a la bomba y, por supuesto, el punto de trabajo en el cual debemos mantener a nuestra bomba para que funcione como está previsto. El conocimiento y buena interpretación que tengamos de estos gráficos nos aportará la información necesaria para una correcta toma de decisión a la hora de resolver nuestro problema (Martínez & Riaño 2018).

Para la obtención de las curvas de una bomba se construyen bancos de prueba y ensayos equipados con todo lo necesario para ello. De una manera muy simplificada se pueden ver como son estos en la siguiente figura 2.4:

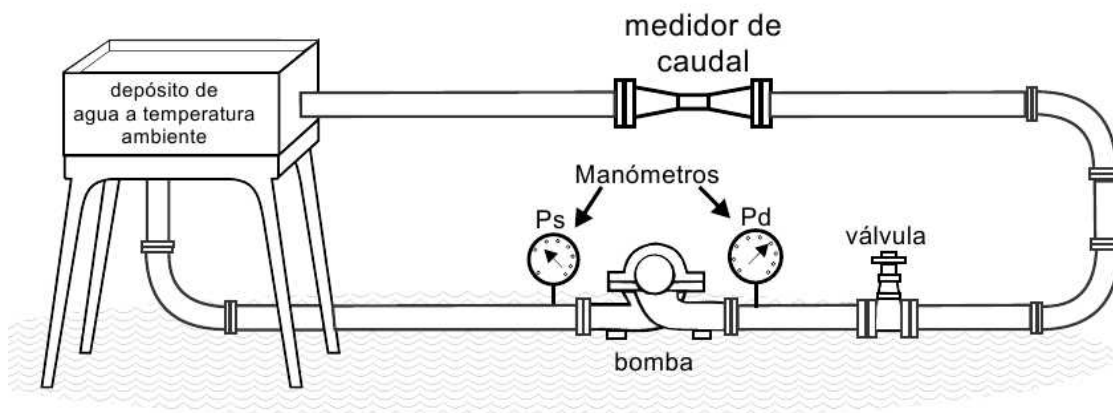


Figura 2.4. Esquema simplificado de un banco de ensayos.

Se deben monitorizar las presiones de aspiración e impulsión de la bomba, debe existir un medio de regulación del caudal de salida de la bomba y, por supuesto, los medios necesarios para la medición del caudal que suministra la bomba. Por otro lado, se conocerán los datos físicos de la instalación como velocidad del impulsor, diámetro de este, altura neta disponible en la aspiración, entre otros. El fluido bombeado será agua a temperatura ambiente.

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

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

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

Esta altura, conocida normalmente como altura "shut-off", es la altura desarrollada por la bomba con caudal nulo Q_0 , la que se denomina H_0 . Seguidamente se abre

parcialmente la válvula reguladora de caudal obteniendo un nuevo valor en el transmisor de caudal Q_1 , igualmente las nuevas presiones a la entrada y salida de la bomba. Después se puede calcular el nuevo valor para la altura desarrollada por la bomba que se denomina H_1 . Se abre un poco más la válvula, obteniéndose un nuevo caudal Q_2 y una altura H_2 de la misma forma anteriormente descrita.

Si se realiza el proceso varias veces, se obtiene una serie de puntos que nos ayudarán a graficar la primera curva característica de la bomba. En el eje de abscisas los valores correspondientes de caudal y en el eje de ordenadas los correspondientes a las alturas manométricas se obtiene la siguiente figura 2.5.

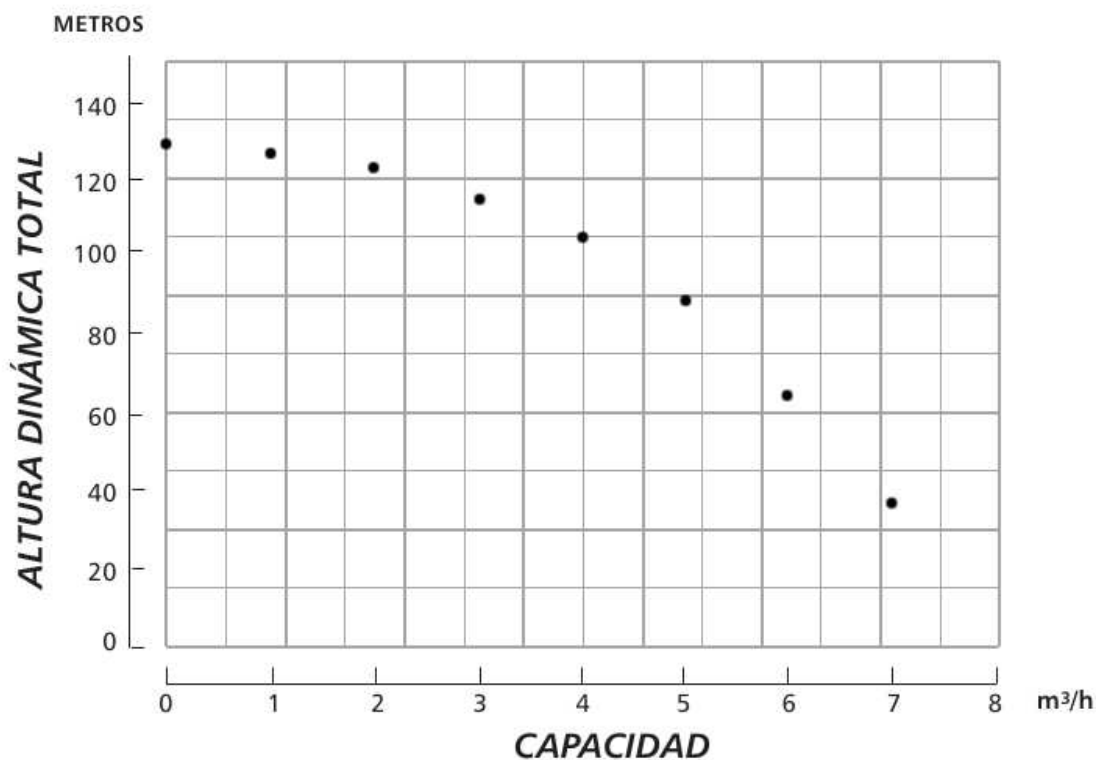


Figura 2.5. Puntos obtenidos sobre una gráfica Q-H.

Con todos estos puntos se traza una curva Q-H característica de la bomba ensayada, para una velocidad de giro constante y diámetro de impulsor determinado. Esta curva (figura 2.6) facilita determinar la altura manométrica total H , suministrada por la misma, cuando se bombea un caudal Q determinado.

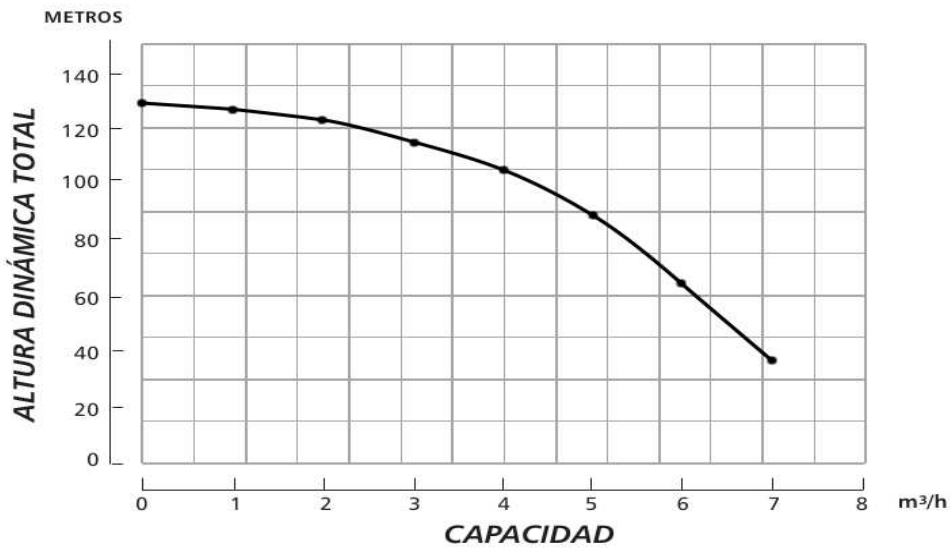


Figura 2.6. Curva Q-H de una bomba centrífuga.

Se debe tener en cuenta que esta curva así obtenida es sólo para un número de revolución del motor de la bomba, si se usa otro número de revoluciones del motor, la curva obtenida será distinta. Normalmente, en una bomba se puede variar la velocidad angular del motor si se emplea un variador de velocidad, así, el fabricante debería suministrar junto con la bomba, no una curva, sino una familia de curvas en función de las características de la misma como se muestra en la siguiente figura 2.7.

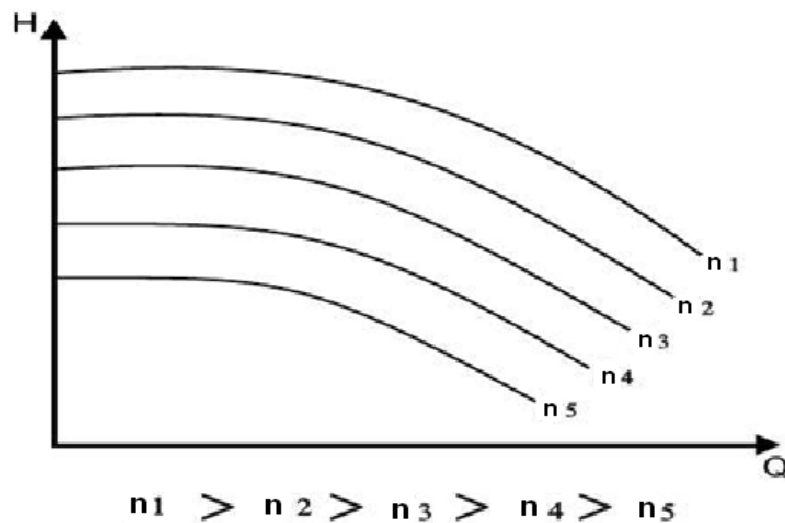


Figura 2.7. Familia de curvas Q - H.

Igualmente, se puede conocer en todo momento el consumo del motor que acciona la bomba centrífuga, monitorizándolo sobre el armario eléctrico con los instrumentos de medida adecuados. Así, se tiene la potencia consumida por la bomba P .

De esta forma, se puede obtener la curva de potencia consumida P en función del caudal suministrado Q . Trasladando todos estos puntos sobre los ejes de coordenadas se obtiene una nueva gráfica, en el eje de abscisas se representan los valores del caudal Q y en el eje de ordenadas los valores de la potencia consumida P .

La siguiente figura 2.8 muestra cómo se representa la curva de potencia en función del caudal.

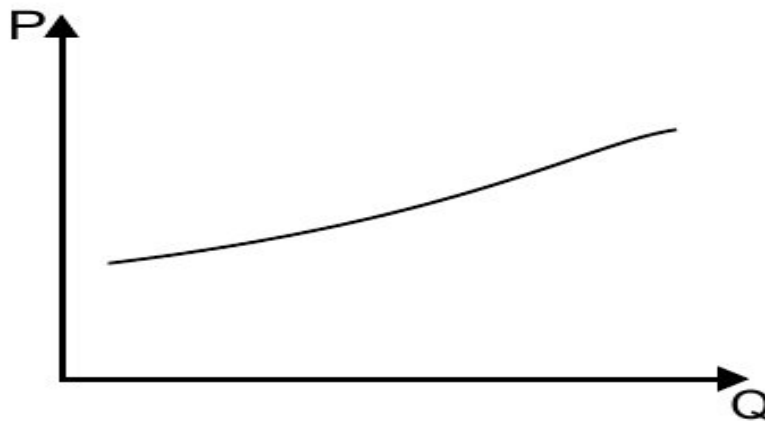


Figura 2.8. Curva de potencia consumida P en función del Q .

En el caso de las bombas centrífugas de flujo radial, la potencia aumenta continuamente con el caudal. El motor deberá estar dimensionado para que su potencia cubra todo el rango de caudales Q a utilizar con la bomba. En sistemas con alturas variables en los que el caudal es regulado mediante una válvula, hay que verificar que, para grandes caudales existen alturas manométricas mínimas (recordar la forma de la curva Q - H) la potencia suministrada por el motor debe ser mayor que la potencia consumida P por la bomba, esto evita sobrecargas.

Otra curva muy habitual es la que muestra la variación del rendimiento (figura 2.9) de la bomba en función del caudal Q . Primeramente, expresar que la potencia hidráulica

P_h es el trabajo útil realizado por la bomba centrífuga por unidad de tiempo, es decir viene dada por la expresión 2.2:

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

En donde γ es el peso específico del líquido bombeado, Q es el flujo volumétrico de la bomba (m^3/s), H la presión manométrica. Esta potencia hidráulica no es igual a la potencia consumida por la bomba ya que existen pérdidas debidas a rozamientos. Por tanto, podemos expresar que el rendimiento es el cociente entre la potencia hidráulica y la potencia consumida como se muestra en la siguiente ecuación 2.3:

$$\eta = \frac{P_h}{P} \quad 2.3$$

El rendimiento es el cociente entre dos potencias que conocemos y que son función del caudal Q , por tanto, estamos en disposición de trazar una curva más, la del rendimiento en función del caudal Q . La cual tiene la forma mostrada en la siguiente figura 2.9.

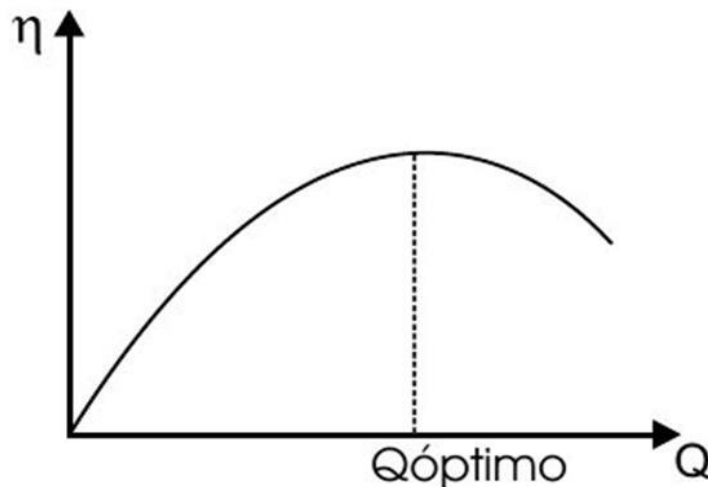


Figura 2.9 Curva de rendimiento de una bomba centrífuga.

Donde Q óptimo es el punto de mejor eficiencia de la bomba para el diámetro de rodete y velocidad considerados en el ensayo.

2.6. Características técnicas de la línea principal para el análisis de la bomba auxiliar montada en la instalación.

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

- **Líneas fundamentales (diámetros interiores):**

Diámetros en la impulsión de la bomba auxiliar:

Diámetro de la tubería de impulsión predominante (102 mm).

Diámetro de la tubería del flujómetro (102 mm).

Diámetro equivalente del conducto rectangular de drenaje al tanque (537 mm).

Diámetros en la succión de la bomba auxiliar

Diámetro de la tubería de succión (102 mm).

Diámetro de la tubería de la salida del tanque (154 mm).

- **Longitudes de tuberías:**

Longitudes en la succión de la bomba auxiliar

Longitud total de la tubería de succión (1,860 m).

Longitud de la tubería de impulsión de DN 100 (28,75 m) con la descarga al tanque.

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

Longitud de la tubería de impulsión de DN 150 (25,16 m) con la descarga al tanque.

2.7. Metodología empleada para el cálculo hidráulico

La siguiente metodología de cálculo brinda las expresiones necesarias para la obtención de la curva que caracteriza el comportamiento del fluido a lo largo de la línea; teniendo en cuenta el caudal en función de la altura de carga de la red, permitiéndonos establecer los parámetros operacionales del sistema. El procedimiento presentado se ha tomado según Nekrasov, (1968).

- La velocidad media

Este parámetro representa el gasto que tiene el líquido que pasa a través de la sección de flujo de una corriente líquida y se determina por la expresión 2.4 que se muestra a continuación:

$$V_m = \frac{Q}{A} \quad 2.4$$

donde:

V_m - velocidad media, (m/s);

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

A - área de la sección transversal de la tubería, (m^2).

La determinación del área de la sección circular de la tubería por donde circula el fluido, se puede realizar según la expresión 2.5.:

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad 2.5$$

donde:

D - diámetro interior de la tubería, (m).

- Cálculo del número de Reynolds

El número de Reynolds (Re), que permite establecer el régimen de trabajo según la naturaleza reológica del fluido, se determina por la ecuación 2.6:

$$Re = \frac{v \cdot D \cdot \rho}{\mu_p} \quad 2.6$$

donde:

μ_p - viscosidad plástica del fluido, ($Pa \cdot s$);

ρ - densidad de la pulpa, (kg/m^3);

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

D - diámetro interior de la tubería, (m).

- Cálculo del factor de fricción (f)

Para el cálculo del factor de fricción se determina auxiliándose por el diagrama de Moody (Reza 2000), ver anexo 1, para tuberías rugosas según el número de Reynolds.

- Cálculo de las pérdidas por rozamiento

El cálculo de las pérdidas por rozamiento en la tubería de impulsión h_1 (m) (Nekrasov 1968), está dado por la siguiente ecuación:

$$h_1 = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2 \cdot g} \quad 2.7$$

donde:

f - factor de fricción;

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

D - diámetro interior de la tubería, (m);

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

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

- Resistencia mecánica de la línea

Mediante la fórmula siguiente es posible calcular las resistencias mecánicas que ofrece la tubería por la cual es transportado el fluido:

$$R_C = \left(f \cdot \frac{L}{D} + \sum \zeta_t \right) \cdot \frac{8}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4} \quad 2.8$$

donde:

R_C - Coeficiente de resistencia mecánica de la línea, (s^2/m^5)

ξ - Coeficiente de pérdidas locales de la línea.

L - Longitud de la línea, (m);

- Pérdidas locales en la línea de impulsión

En la tabla 2.6 se muestran los valores de los coeficientes de pérdidas locales para los accesorios instalados en el sistema de tuberías perteneciente a la línea de DN 100 con descarga al tanque.

Tabla 2.6. Coeficientes de pérdidas locales para la línea de impulsión de DN 100.

Accesorios en la línea de Impulsión de DN 100	Cantidad	Coeficiente de resistencia ξ
Válvula de compuerta DN 100	4	0,136
Codo 90 0 DN 100	8	0,51
Ye DN100	1	0,5
Te flujo desviado a 90 0	1	0,9

La sumatoria de los coeficientes de pérdidas locales se calcula por la ecuación 2.9, teniendo en cuenta los accesorios existentes en el sistema de tuberías.

$$\xi_t = 4\xi_{val} + 8\xi_{codo} + \xi_{yee} + \xi_{tefde} + \xi_{ens} \quad 2.9$$

En la tabla 2.7 se muestran los valores de los coeficientes de pérdidas locales para los accesorios instalados en el sistema de tuberías perteneciente a la línea de DN 150

Tabla 2.7. Coeficientes de pérdidas locales para la línea de impulsión de DN 150.

Accesorios en la línea de Impulsión de DN 150	Cantidad	Coeficiente de resistencia ξ
Válvula de compuerta DN 150	2	0,3
Codo 90 0 DN 150	2	0,51
Te flujo desviado a 90 0	1	0,9

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

$$\xi_t = 2\xi_{val} + 2\xi_{codo} + \xi_{tefde} \quad 2.10$$

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

$$h_{imp} = h_{100} + h_{150} \quad 2.11$$

- Cálculo de la altura estática

Para el cálculo de la altura estática se planteó para condiciones de máximo nivel del líquido en el tanque.

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

$$\Delta Z = H_{imp} - H_{suc}$$

Para la condición del mínimo nivel del líquido en el tanque se utilizaron las siguientes alturas estáticas:

$$H_{imp} = 2,435m \quad H_{succ} = 0,915m$$

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

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

- Característica de la red

La característica de la red del sistema de tuberías en la instalación de hidrotransporte se recomienda calcular por la siguiente ecuación 2.12, (Nekrasov 1968).

$$H_{red} = \Delta Z + R_c \cdot Q^2$$

donde:

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

ΔZ - altura estática, (m);

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

2.7.1. Gasto horario de la bomba

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

$$G_b = C_{el\acute{e}ct}$$

donde:

$C_{el\acute{e}ct}$ - costo por el consumo de energía eléctrica (CUP).

$$C_{el\acute{e}ct} = \frac{T_a \cdot N_n \cdot t_t}{\eta_m \cdot \eta_b}$$

T_a - tarifa de corriente eléctrica 0,31 (CPU/KW);

N_n - potencia necesaria para transportar el fluido por la bomba (Kw) ;

t_t - cantidad de horas de funcionamiento;

η_m - rendimiento del motor eléctrico 0,9; según la chapilla técnica de la máquina.

η_b - rendimiento de la bomba 0,33.

2.8. Conclusiones del capítulo

1. Se establece la metodología para la evaluación del redimensionamiento del árbol, así como su modelación y simulación del mismo.
2. Se establece el método de obtención de la curva característica de los parámetros nominales de la bomba como son la curva Capacidad – altura, capacidad – potencia y capacidad – rendimiento.
3. Se relaciona el método de cálculo para la obtención de los parámetros operacionales de la bomba y red instalada.

Capítulo 3. Análisis de los resultados

3.1. Introducción

A partir de lo establecido en el capítulo 2, se procede al análisis y discusión de los principales resultados alcanzado. La bomba auxiliar de la instalación semi-industrial de hidrotransporte, luego de un proceso de reconstrucción, mantenimiento e instalación, se hace necesario su evaluación y puesta en funcionamiento.

Objetivo del capítulo: Establecer el comportamiento de la bomba auxiliar recuperada al ser reinstalada en la instalación, a partir de la curva característica de la bomba y el sistema que permita obtener los parámetros operacionales de la misma.

3.2. Análisis de los resultados de la evaluación del redimensionamiento del árbol de la bomba mediante la simulación a través de elemento finitos

3.2.1. Resultados obtenidos de la fuerza axial y la fuerza radial

Los resultados obtenidos de ambas fuerzas se utilizan para realizar el diseño del árbol, y con ellos se conoce si el mismo resiste al momento flector y al momento torsor producidos por dichas fuerzas. En la tabla 3.1 se muestran los valores de las fuerzas de empuje axial y la de empuje radial, así como los de los parámetros que sirvieron para el cálculo.

Tabla 3.1. Fuerzas de empuje axial y radial

Parámetros	Valor
Fuerza axial de empuje en el rodete impulsor de la bomba [N]	142,13
constante de empuje axial [kg/m ³]	5158.08
gravedad específica de fluido (para el agua es 1)	1
caudal de fluido que atraviesa la bomba [m ³ /s]	0,0166
diámetro de aspiración del rodete [m]	0,1
La fuerza radial a considerar es el peso del impelente. [N]	79,16

Como se puede apreciar en la tabla 3.1, el valor de la fuerza de empuje axial que incide en el árbol de la bomba es de 142,13 N; esta fuerza es la que produce el momento torsor al que estará sometido el árbol. La fuerza radial no se obtuvo

mediante una ecuación matemática, fue asumida igual al peso del impelente de 79,16 N, debido a que este incide en el árbol cuando la bomba está en reposo, y en el momento que la bomba es puesta en marcha se compensa debido al movimiento centrífugo del impelente.

3.2.2. Dimensiones de resistencia del árbol

Para saber si el árbol resiste o no, se tiene en cuenta la comparación entre el diámetro preliminar y el diámetro del árbol más pequeño, y en el cálculo el momento torsor producido por el motor (M_{tor}) y la tensión admisible a cortante (12 a 20 MPa). Los valores obtenidos se muestran en la tabla 3.2.

Tabla 3.2. Resultados del diámetro preliminar

Parámetros	Valor
Diámetro preliminar [mm]	19
Momento torsor que actúa sobre el árbol [Nmm]	27 450
Tensión admisible a cortante [12÷20 MPa]	20
Potencia del motor [W]	5
Velocidad angular [s^{-1}]	182,12
Número de revoluciones por minuto [rev/min]	1784

Con el valor obtenido del diámetro preliminar de 19 mm, se estableció el diámetro de diseño del árbol más pequeño, en este caso se elige de 35 mm, por lo que se cumple la condición que el diámetro de diseño debe ser mayor al diámetro preliminar, esto quiere decir que para el de 35 mm el árbol resiste los esfuerzos actuantes.

3.2.3. Cálculo del momento flector que actúa sobre el árbol

Conociendo el valor del momento torsor y el del momento flector (ver figura 3.1), se puede calcular el momento de esfuerzos combinados; el cual es imprescindible para conocer el diámetro de la sección más peligrosa.

En la figura 3.1 se puede apreciar que el momento flector máximo está ubicado en el apoyo B, con un valor de 18 927 N·mm.

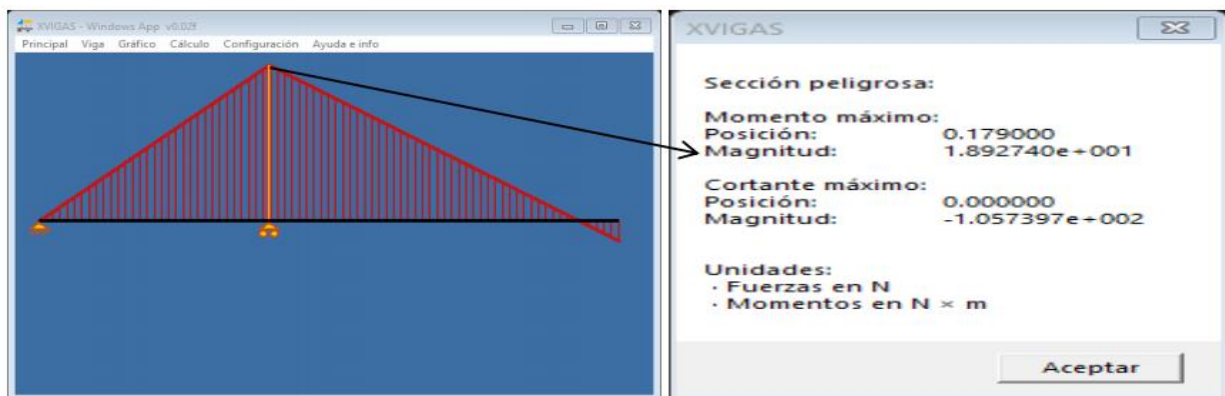


Figura 3.1. Momento flector resultante mediante el software xvigas

3.2.4. Diámetro para la sección más peligrosa

El diámetro de la sección más peligrosa depende del tipo de material del árbol, en este caso para el acero AISI 1060, se observa en la figura 3.3.

Tabla 3.3. Valor del diámetro para la sección más peligrosa

Parámetros	Valor
Diámetro de la sección peligrosa [mm]	17,81
Momento equivalente para la combinación de esfuerzos [N·mm]	33 342,67
Relación diámetro interior/diámetro exterior	0
Tensión admisible a la tracción compresión del material [MPa]	59,05
Tensión de resistencia [MPa]	680

Para el material AISI 1045, con una tensión de resistencia de 680 MPa y un momento equivalente de 33 342,67 Nmm, producido por la combinación del momento flector y el momento torsor ya calculados, se tiene que el diámetro para la sección más peligrosa tiene que ser mayor o igual que 17,81 mm, como para el árbol diseñado se seleccionó un diámetro de la sección más peligrosa de 45 mm, se cumple la condición, entonces el árbol está correctamente redimensionado.

3.3. Resultados de la simulación mediante el Método de Elementos Finitos

La simulación arroja importantes resultados en la investigación, ya que nos permite simular las condiciones a la que se somete el árbol antes de tener que probarlo en la vida real, y así comprueba si el diseño seleccionado fue el correcto o si el árbol va a

resistir los esfuerzos a los que estará sometido, por lo que este avance tecnológico tiene gran importancia en el mundo industrial.

3.3.1. Tensión máxima a la que se somete el árbol de la bomba centrífuga

Cuando se somete al árbol bajo los efectos de la fuerza radial y el momento torsor, se crean una serie de tensiones que influyen en el cuerpo del mismo, de todas estas tensiones, la que puede llegar a tener una influencia negativa en el árbol, es la tensión máxima; que puede estar ubicada en cualquier parte del cuerpo del árbol y que si no se considera correctamente el material de construcción del mismo puede ocasionar la ruptura y el fallo de la bomba en general. En la figura 3.3 se muestra que el valor de la tensión máxima resultante es de 6,18 MPa.

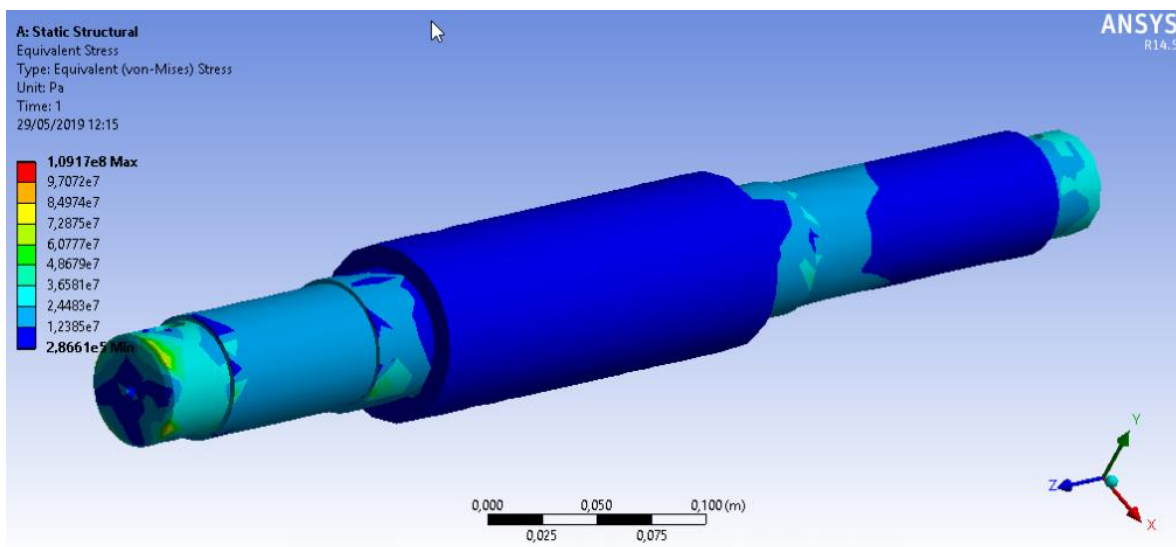


Figura 3.3. Tensión máxima en el árbol

Observando el resultado obtenido y comparándolo con los resultados obtenidos por Pérez (2018), ver anexo A3, se comprueba que con el nuevo redimensionamiento del árbol las tensiones máximas se ubican en la sección de unión árbol – impelente y no en uno de los apoyos como había sido obtenido por el autor antes mencionado.

3.3.2. Factor de seguridad

El factor de seguridad como su nombre lo indica, es el que nos asegura si el árbol resiste la tensión máxima a la que se somete, por lo que si el factor de seguridad es menor que 1,50 el árbol no resiste a las tensiones producidas por las cargas

establecidas, en este caso como se puede apreciar en la figura 3.4, el factor de seguridad mínimo es de 29,91, por lo que se puede llegar a la conclusión que para la tensión máxima de 6,18 MPa, producida por la fuerza radial de 79,166 N y el momento torsor de 27 450 N·mm, el árbol obtenido en el diseño resiste. Por lo que el árbol redimensionado para la bomba centrífuga de 17 kW es el correcto.

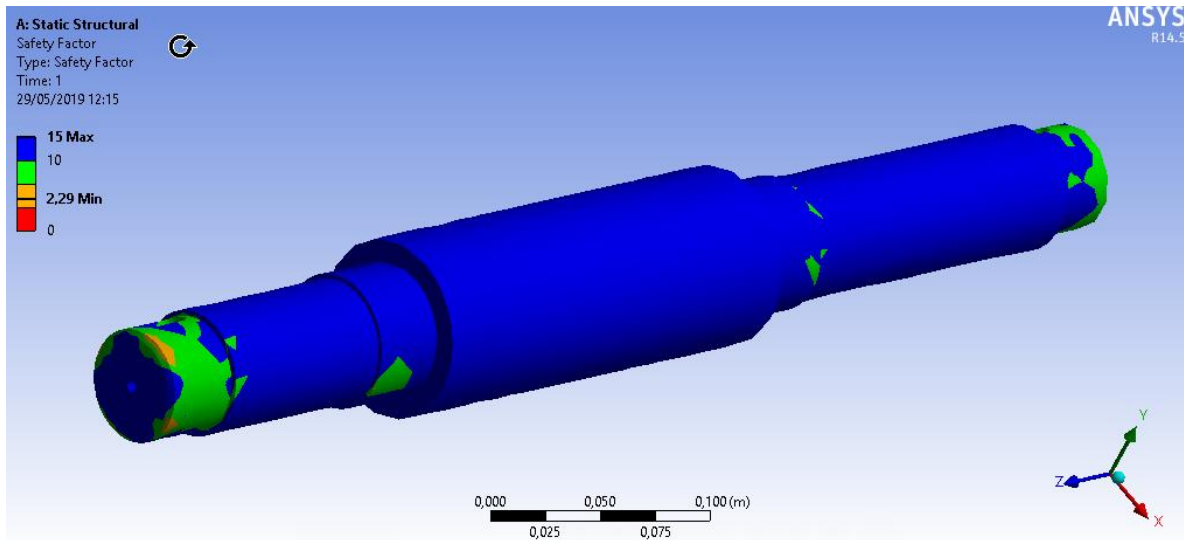


Figura 3.4. Factor de seguridad

3.4. Resultado del ensamble y montaje de la bomba en la instalación



Figura 3.5. Montaje de la bomba y el motor

En la figura 3.5 se muestra los dos elementos principales del sistema motor – bomba, instalado en el monte en que se instalaba al sistema, en cuanto a la bomba se fijó mediante pernos a la base de una forma segura y en correspondencia con las tuberías de succión y descarga de la instalación. Para obtener una correcta alineación en cuanto altura y nivelación de los ejes de la bomba y el motor, para este último se procedió a realizar una base fundida con cemento y los elementos de anclaje que permitieran una correcta alineación de los mismos. Como se muestra en la figura 3.6



Figura 3.6. Sistema motor – bomba montados y alineados correctamente.



Figura 3.7. Modo de acoplamiento rígido empleado para la transmisión motor bomba

3.5. Análisis de la curva características de los parámetros nominales de la bomba instalada.

Las curvas características de la bomba centrífuga auxiliar instalada se determinaron en función de la deducción analítica empleada en el capítulo 2, a partir de su montaje y puesta en funcionamiento, para ello se empleó el método de estrangulamiento de la válvula de descarga, que permitiera una variación del caudal entre valores de 0 – 100 m³/h, se pudo comprobar mediante un tacómetro digital de láser, que la velocidad de rotación es de 1784 rev/min, lo mencionado permitió obtener las curvas de Altura – Capacidad (H – Q), Potencia – Capacidad (P – Q) y rendimiento – capacidad (η – Q) para el numero de revoluciones dado, a partir de los valores obtenidos como lo muestra la tabla 3.4 y los anexos 4

Tabla 3.4. Resultado de las mediciones realizadas en el sistema.

$\gamma = 9800$		N/m^3				
P_s (kPa)	P_d (kPa)	Q (m ³ /h)	H (m)	P (kW)	Ph (kW)	η (%)
1784 rev/min						
15,900	115,000	0,000	10,112	5,309	0,000	0,000
14,200	110,000	28,000	9,776	5,809	0,745	0,128
13,800	99,000	48,400	8,694	5,659	1,145	0,202
12,700	88,000	66,000	7,684	5,480	1,381	0,252
12,500	79,000	77,000	6,786	5,359	1,422	0,265
12,250	73,000	84,000	6,199	5,309	1,418	0,267

3.5.1. Curvas características carga-capacidad

En la tabla 3.1, se muestran los valores de la energía suministrada por la bomba al fluido en función de la cantidad de líquido que desplaza la máquina en la unidad de tiempo (H – Q).

Tabla 3.5. Parámetros para la curva carga – capacidad de la bomba a 1784 rev/min.

Carga (m)	10,112	9,776	8,694	7,684	6,786	6,199
Capacidad (m ³ /h)	0,000	28,000	48,400	66,000	77,000	73,000

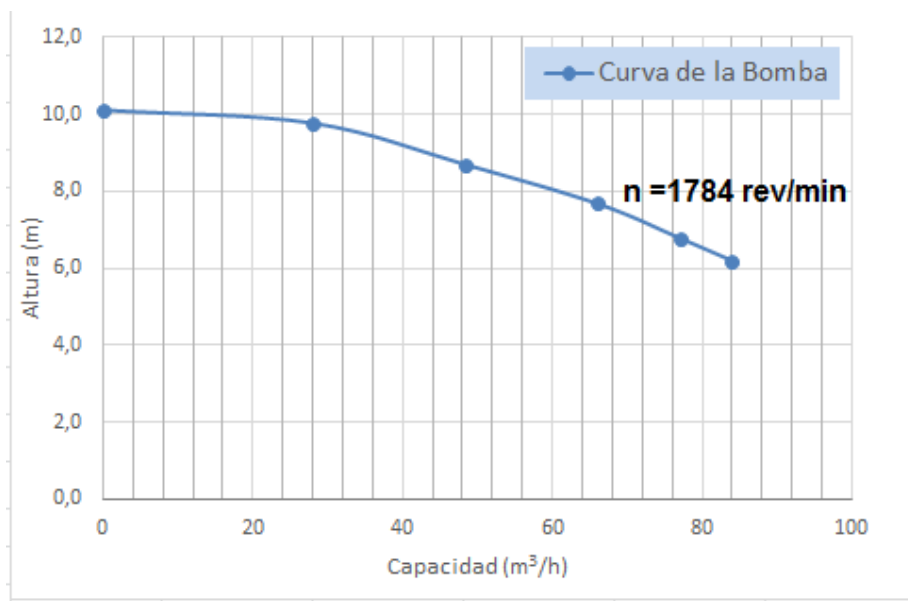


Figura 3.8. Curva característica carga - capacidad de la bomba a 1784 rev/min

Tabla 3.4. Modelos de las curvas carga – capacidad de la bomba centrífuga nG.

rev/min	Modelo carga – capacidad (H – Q)	Coeficiente de determinación (R ²)
1784	$H_{p1784}(Q) = 10,141 - 0,0015 \cdot Q - 0,0005 \cdot Q^2$	0,9982

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

3.5.2. Curvas características potencia-capacidad

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

Tabla 3.6. Parámetros para la curva potencia – capacidad de la bomba

Potencia (kW)	0,000	0,745	1,145	1,381	1,422	1,418
Capacidad (m³/h)	0,000	28,000	48,400	66,000	77,000	73,000

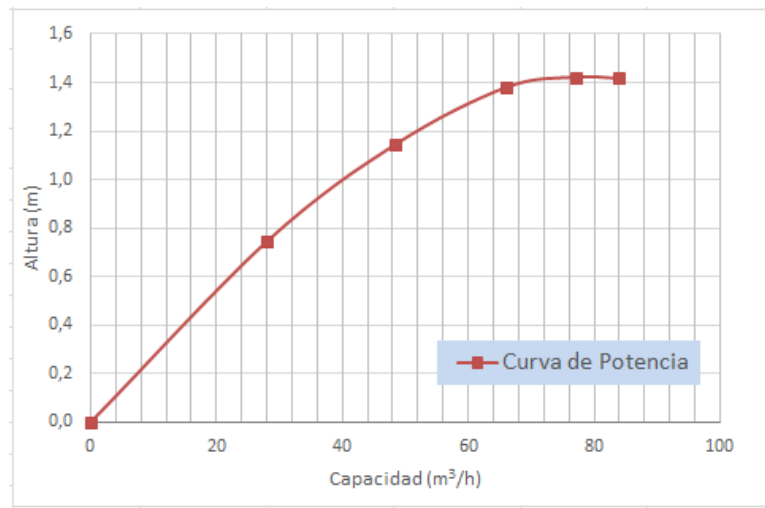


Figura 3.9. Curva característica potencia - capacidad de la bomba

Tabla 3.8. Modelos de las curvas potencia – capacidad de la bomba centrífuga πG.

rev/min	Modelo potencia – capacidad (P – Q)	Coeficiente de determinación (R ²)
1784	$P_{p1784}(Q) = -0,0089 + 0,033 \cdot Q - 0,0002 \cdot Q^2$	0,9988

En la tabla 3.8 se aprecia que el trabajo útil realizado por la bomba centrífuga por unidad de tiempo puede ser determinado a partir del ajuste a la curva con un modelo polinómico de orden dos, puesto que R² adquiere un valor cercano a la unidad. Este resultado permite corroborar la eficiencia en el uso de ecuaciones cuadráticas de una sola variable para modelar las curvas potencia – capacidad, semejante a lo reportado por investigaciones previas (Turiño 1996; Barrera 2010; Martínez 2011; Carcassés 2018; Martínez & Riaño 2018).

3.5.3. Curvas características rendimiento-capacidad

En las tablas 3.7 se muestran los valores de rendimiento en función de la cantidad de líquido que desplaza la máquina en la unidad de tiempo ($\eta - Q$).

Tabla 3. 9. Parámetros para la curva rendimiento – capacidad de la bomba

Rendimiento (η)	0,000	0,128	0,202	0,252	0,65	0,67
Capacidad (m³/h)	0,000	28,000	48,400	66,000	77,000	73,000

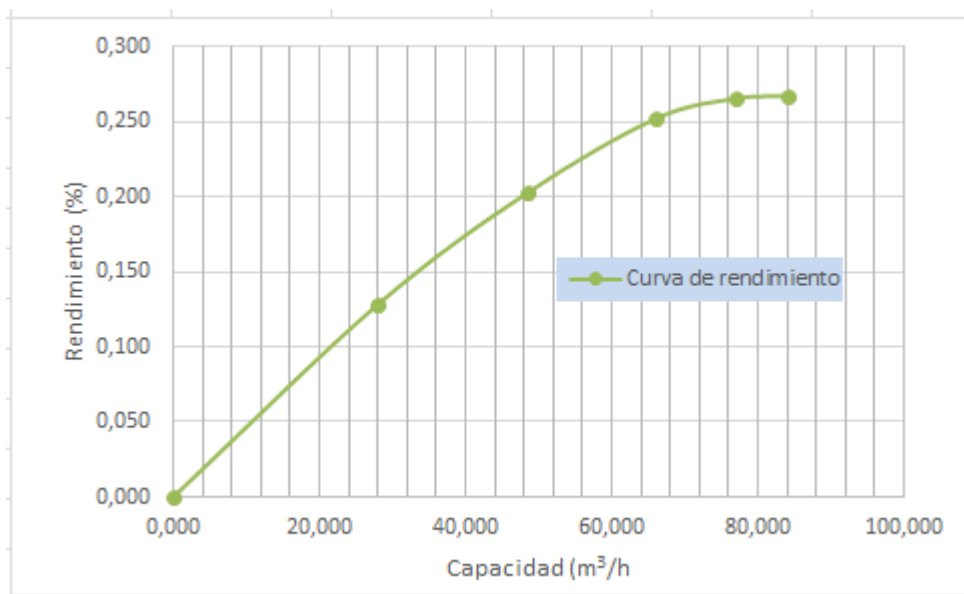


Figura 3.10. Curva característica rendimiento- capacidad de la bomba

Tabla 3.10. Modelos de las curvas rendimiento – capacidad de la bomba centrífuga.

rev/min	Modelo rendimiento – capacidad ($\eta - Q$)	Coeficiente de determinación (R^2)
800	$\eta_{p1784}(Q) = -0,0018 + 0,0056 \cdot Q - 0,0002 \cdot Q^2$	0,9985

En la tabla 3.12 se aprecia que el rendimiento de la bomba centrífuga se puede determinar a partir del ajuste a la curva con un modelo polinómico de orden dos, puesto que el coeficiente de determinación fue de 0,99. Estos resultados muestran correspondencia a los reflejados en la bibliografía (Turiño 1996; Barrera 2010; Martínez 2011; Carcassés 2018; Martínez & Riaño 2018), las cuales afirman que este modelo es aplicable a este tipo de curvas rendimiento – capacidad.

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

Los resultados del epígrafe anterior nos permiten realizar una valoración de los parámetros operacionales del sistema de bombeo para la bomba instalada, para ello se obtendrá la curva característica de las condiciones de la red y para un máximo nivel de líquido en el tanque.

En la tabla 3.11 se muestran los valores de la característica de la red de tuberías y accesorios en función del caudal de trabajo de la bomba, esta característica de la red depende fundamentalmente de la resistencia que existe en la misma

Tabla 3.11. Característica de la red para el sistema trabajando con el máximo nivel del líquido.

$Q \text{ (m}^3/\text{s)}$	0	30	60	100
$H \text{ (m)}$	0,300	1,410	5,500	12,629

La siguiente figura 3.11 muestra el comportamiento de las curvas características carga capacidad de la bomba obtenida anteriormente, igualmente se encuentra intersectadas con las curvas de la red del sistema de tuberías a partir de la tabla 3.11 para el máximo nivel del líquido en el tanque. Resultando en los puntos de operación para el número de revoluciones analizados.

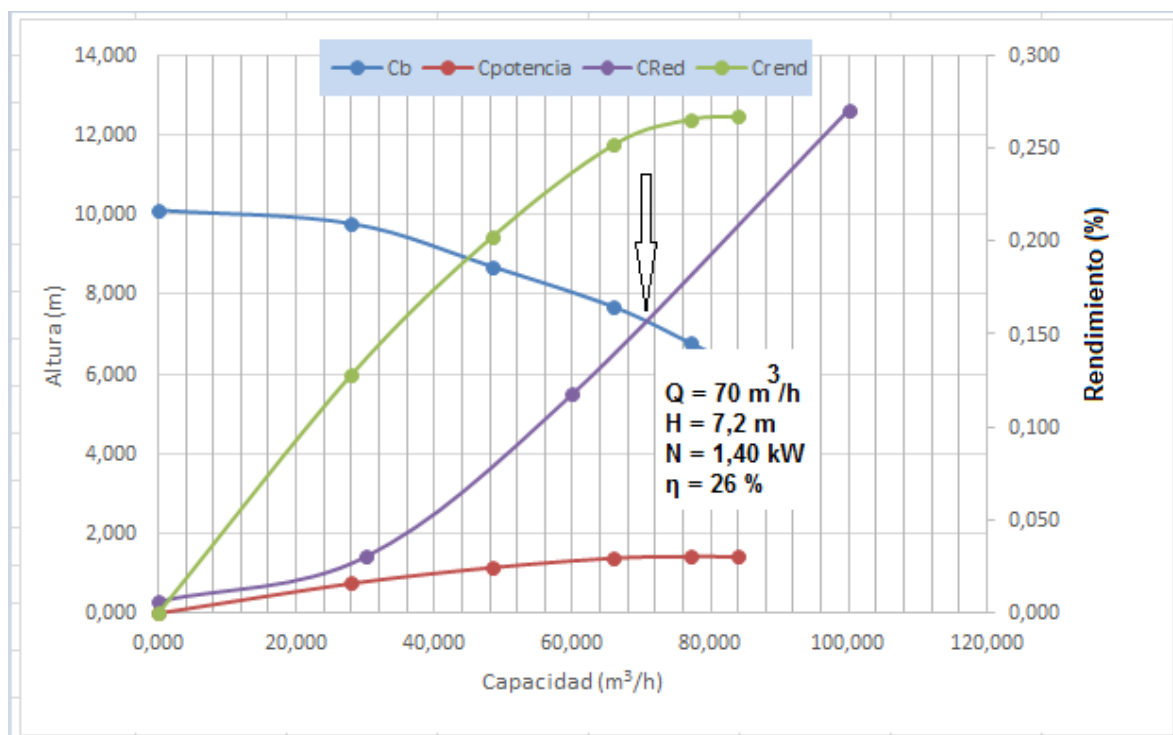


Figura 3.11. Curvas características del sistema y la bomba para la condición de la descarga al tanque.

En este caso para la condición de descarga al tanque especificado en la figura 3.11, se tiene la relación entre la altura, potencia, eficiencia y el caudal alcanzado durante el período de explotación, determinándose que para una potencia de la bomba de 1,40 kW, con un rendimiento de 26%, el punto de operación de la bomba instalada dará una altura de 7,2 m y un valor de caudal de 70 m³/h, considerándose el punto de máxima eficiencia.

3.7. Valoración económica

Los gastos de energía eléctrica constituyen la mayor parte de los gastos capitales en el proceso de hidrot transporte. Con la correcta selección y organización en la explotación del equipamiento de bombeo en régimen económico, permite el ahorro de la energía eléctrica y aumentar la efectividad del transporte hidráulico, al considerar siempre los problemas que esta puede causarle al medio circundante.

Tabla 3.12. Costo energético para transportar un m³ de agua con la bomba instalada.

rev/min	Caudal (m ³ /h)	Costo energético (CUP)	Costo unitario de transportación (CUP)
1784	70	1,98	8,126

3.8. Conclusiones del capítulo

1. Se establece mediante la simulación que el árbol redimensionado es capaz de resistir en las condiciones dadas.
2. Se muestra que la bomba fue ensamblada y montada en la instalación semi – industrial de hidrot transporte, con un correcto funcionamiento y puesta en marcha.
3. Se establecen las curvas características de la bomba para 1784 rev/min.
4. Se obtiene los parámetros operacionales de funcionamiento del sistema para las condiciones de red existente.

CONCLUSIONES GENERALES

1. Se realizó el redimensionamiento del árbol, que permita un correcto acoplamiento y ensamble en la bomba centrífuga recuperada, su evaluación mediante el cálculo y modelación con elemento finitos, establecen que el diámetro de la sección peligrosa es de 45 mm y una longitud de 600mm.
2. Se logra realizar la reconstrucción de la bomba auxiliar, mediante la recuperación de elementos esenciales de la misma, como son el árbol, los rodamientos y el impelente, lográndose con éxito la instalación y puesta en marcha de la misma.
3. Se determinó las curvas características de la bomba centrífuga auxiliar, carga - capacidad, potencia – capacidad y rendimiento – capacidad, así como las ecuaciones de regresión que rigen estos comportamientos.
4. Se determinó el punto de operación de la bomba instalada para las condiciones del sistema a 1784 rev/min, obteniéndose un caudal $Q = 70 \text{ m}^3/\text{h}$, altura de carga $H = 7,2 \text{ m}$, una potencia $P = 1,40 \text{ kW}$ y un rendimiento 26%

RECOMENDACIONES

A partir de lo logrado en este trabajo se recomienda

1. Continuar con la evaluación y ajuste en el funcionamiento de la bomba centrífuga auxiliar que permita un mejoramiento de las funciones de la misma.
2. Realizar un estudio del efecto de las modificaciones realizadas al impelente de la bomba y sus posibles causas en el bajo rendimiento de la bomba.
3. Establecer un mantenimiento de la instalación que mantenga funcional y en buen estado la instalación de hidrotransporte.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Almosny, D. N. "Empaquetaduras". [Documento en línea: <http://www.mardal.com.ve/>]. Acceso: 6 de abril del 2018.
2. AZIZ, A & MOHAMED, H.2013: A Study of the Factors Affecting Transporting SolidLiquid Suspension through Pipelines. Open Journal of Fluid Dynamics 3: 152-162.
3. BARTOSIK, A.2011: Simulation of the friction factor in yield-stress slurry flow which exhibits turbulence damping near the pipe wall. Journal of theoretical and applied mechanics 49(2):283-300.
4. Boada, O.; Díaz, S.; Campos, Y. "Estudio del estado físico-mecánico de superficies tratadas por deformación plástica superficial". Revista Ingeniería Mecánica. Instituto Superior Politécnico José Antonio Echevarría, Volumen 6, No. 2. Cuba, 2003.
5. Budynas, R. J.; Nisbett, K. "Diseño en ingeniería mecánica de Shigley". 8va. Edición. Ed. Mcgraw-Hill Interamericana. México, 2008.
6. Catálogo NTN. "Cojinetes de rodamiento". 2004
7. CHHABRA, R & RICHARDSON, J. 1999: Non-Newtonian Flow in the Process Industries. Fundamentals and Engineering Applications. Butterworth Heinemann, Madras, 391.
8. CHHABRA, R & RICHARDSON, J. 2008: Non-Newtonian Flow and Applied Rheology. Engineering Applications. 2 ed Butterworth Heinemann, UK, 501.
9. CHO, Y & HARTNETT, J. 1982: Non-Newtonian fluids in circular pipe. Adv. Heat Transf. 15: 59-141.
10. De Azevedo-Netto, J. M.; Alvarez, G. "Manual de Hidráulica". Ed. Harla. México, 1975.
11. DRAAD, A.; KUIKEN, G & NIEUWSTANDT, F1998: Laminar-turbulent transition in pipe flow for Newtonian and non-Newtonian fluid Journal of Fluid Mechanics. 377: 267-312.
12. Dobrovolski. "Diseño de elementos de máquinas". Moscú. MIR, 1978.

13. Domínguez, F. "Hidráulica". Universidad de Chile. Santiago de Chile, 1945.
14. ESCUDIER, M; ROSA, S & POOLE, R.2009: Asymmetry in transitional pipe flow of drag-reducing polymer solutions. Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics 161: 19-29.
15. Faires, V. M. "Diseño de elementos de máquinas". Barcelona. España, 2002.
16. FRIGAARD.I. HOWISON, S & SOBEY. 1994: On the stability of Poiseuille flow of a Bingham fluid. Journal of Fluid Mechanics. 263(25): 133-150.
17. GAMBOA MARTINEZ. N. 2017: Cálculo verificativo del sistema de red hidráulica de abastecimiento de agua del Instituto Superior Minero-Metalúrgico. Rodney Martínez Rojas (Tutor). Tesis de grado. Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa.
18. GARCELL, L.; DÍAZ, A. & SURÍS, G. 2011 Transferencia de cantidad de movimiento, color y masa. 2 ed. Félix Varela, La Habana, 345 p.
19. GOVIER, G.; AZIZ, K. 1982: The Flow of Complex Mixtures in Pipes. Robert E. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 661 p.
20. HALDENWANG, R; SUTHERLAND, A; FESTER, V; HOLM, R & CHHABRA, R.2012: Sludge pipe flow pressure drop prediction using composite power-law friction factor Reynolds number correlation based on different no-Newtonian Reynolds numbers. *Walter SA* 38(4):615-622.
21. HALBERG SIHL., Principios básicos para el diseño de instalaciones de Bombas Centrifugas. M.I.B.S.A. División de ingeniería Crane. Mc GRAW-HILL. Inglaterra.
22. Hamrock, B. J.; Jacobson, B.; Schmid, S.R. "Elementos de Máquinas". Ed. McGraw Hill. México, 2000.
23. HANKS, R. 1963: The laminar-turbulent transition for fluids with a yield stress *AIChEJ.* 9: 306-309.
24. HEYWOOD, N & CHENG, D. 1984: Comparison of Methods for Predicting head loss in turbulent pipe flow of non-Newtonian fluids.*Trans. Inst. Meas. & Control*, 6(1): 33- 45.

25. Kalpajian, S.; Schmid, S. R. "Procesos de maquinado para producir formas diversas". Ed. Pearson educación. México, 2002.
26. KENNETH, J. 2000: *Bombas selección, uso y mantenimiento*. Mc GRAW-HILL, México, 371 p.
27. LAURENCIO, H. 2007: *Método de cálculo para el transporte de emulsión de petróleo crudo cubano por tuberías*. Alberto Turro Breff (Tutor). Tesis de maestría. Instituto Superior Minero Metalúrgico. 71 p.
28. LAURENCIO, H. 2012: Método para la determinación de parámetros racionales de transporte por tuberías del combustible cubano crudo mejorado 650. José Falcón Hernández (Tutor). Tesis doctoral. Instituto Superior Minero Metalúrgico. 100 p.
29. LÓPEZ, J. 2014: Diseño hidráulico de un sistema gravimétrico para relaves mineros con un caudal de 202 m³/h y 220 m de desnivel. Luis Ricardo Chirinos García (Tutor). Tesis de diploma (Ingeniero Mecánico). Pontifica Universidad Católica del Perú. 94 p.
30. López, J. C. "Proyecto de Ingeniería Mecánica". [Documento en línea: <http://biblio3.url.edu.gt/>]. Acceso: 6 de abril del 2018.
31. Mataix, C. "Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas". Ed. Harla. México, 1982.
32. MARTÍNEZ, R. 2009: Caracterización de las propiedades físico-mecánicas del Cieno Carbonatado para el perfeccionamiento de su hidrotransporte por tuberías. Alberto Turro Breff (Tutor). Tesis de maestría. Instituto Superior Minero Metalúrgico. 80 p.
33. MÉNDEZ, O. & LÓPEZ, N. 1984: Flujo de Fluidos y Separaciones Mecánicas. Ediciones del ISPJAE, La Habana, 137 p.
34. METZNER, A & REED, J. 1955: Flow of non-Newtonian fluids—correlation of the laminar, transition and turbulent flow regions. AIChE J 1:434–440.
35. Millán, S. "Procedimientos de Mecanizado". Ed. Paraninfo. Madrid, 2006.
36. Mott, R. L. "Diseño de elementos de máquinas". Ed. *Pearson Education*. México, 2006.

37. Navarrete, E. P. "Mantenimiento industrial". La Habana, 1986.
38. Nekrasov, B. "Hidráulica". Ed. Pueblo y Educación. La Habana. Cuba, 1986.
39. Norton, R. L. "Diseño de maquinaria". Ed. McGraw Hill. México, 2000.
40. NOUAR, C. & FRIGAARD, I. 2001: Nonlinear stability of Poiseuille flow of a Bingham fluid. Journal of Non-Newtonian Fluid Mechanics. 100 (1):127-149.
41. PEIXINHO, J; NOUAR, C; DESAUBRY, C & THERON, B 2005: Laminar transitional and turbulent flow of yield stress fluid in a pipe J. Non-New. Fluid Mech. 128(2): 172-184.
42. Pero-Sanz, J. A. "Ciencia e Ingeniería de los Materiales". Madrid. España, 2000.
43. REYNOLDS, O.1883: An experimental investigation of the circumstances which determine whether the motion of water shall be direct or sinous, and of the law of resistances in parallel channels. Phil Trans Roy Soc London 174: 935-982.
44. REZA, G. 2000: Flujo de fluidos en válvulas, accesorios y tuberías. McGraw-Hill, New York, 215.
45. RODRIGUEZ Ismar, M. 2013: Cálculo verificativo de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del Instituto Superior Minero Metalúrgico de Moa. Rodney Martínez Rojas (Tutor). Tesis de grado. Instituto Minero Metalúrgico de Moa. 75 p.
46. RODRIGUEZ Ismar, M. 2017: Determinación del gradiente de presión en el hidrotransporte de pulpa laterítica. Raúl Izquierdo Pupo (Tutor). Tesis de Maestría. Instituto Minero Metalúrgico de Moa. 109 p.
47. RUDMAN, M & BLACKBURN, H.2006: Direct numerical simulation of turbulent nonNewtonian flow using a spectral element method. Applied Mathematical Modelling 30:1229-1248.
48. SELLIN, R.; HOYT, W & SCRIVENER, O. 1982a: The effect of drag reducing additives on fluid flow and their Industrial. J. Hydraulic. Res 20: 29-68.
49. SLATTER, P & LAZARUS, J. 1993: Critical flow in slurry pipe-lines. Hydrotransport 12. En: 12th International Conference on Slurry Handling

- and Pipeline Transport. Memorias. Brugge, Bélgica, 28-30 septiembre, 639–654.
50. TOMITA, Y.1959: The Broyden method is actually an improved newton Rapshon iteration. Bull. Japan. Soc. Mech. Engrs. 2(10): 469-474.
 51. Reshetov. “Elementos de máquinas”. Moscú. MIR, 1987.
 52. Rodríguez, H. L. “Temas de flujos de fluidos”. Universidad de Oriente. Santiago de Cuba, 2008.
 53. Shigley, J. E. “Diseño en Ingeniería Mecánica”. Ed. McGraw Hill. México, 1990.
 54. Shigley, J. E.; Mischke, C. R. “Diseño en Ingeniería Mecánica”. Ed. McGraw Hill. México, 2002.
 55. Streeter, V.; Wylie, B. “Mecánica de Fluidos”. Ed. Mc Graw-Hill. México, 1987.
 56. Tulio, M. “Proyecto de elementos de acoplamiento”. Capítulo 8. División 2. Versión 2014. [Documento en línea: <http://es.scribd.com/>]. Acceso: 20 de marzo del 2018.
 57. Vanegas, L. “Diseño de árboles”. Universidad tecnológica de Pereira. Colombia, 2011.
 58. Vennard, J.; Street, R. “Elementos de Mecánica de Fluidos”. Parte I y II. Ed. Revolucionaria La Habana. Cuba, 1986.
 59. White, F. M. “Mecánica de Fluidos”. Ed. Mc Graw Hill. México, 1979.
 60. WILSON, K & THOMAS, A. 1985: A new analysis of the turbulent flow of nonNewtonian fluids. Canadian Journal of Chemical Engineering. 63(4): 539-546.
 61. WILSON, K.1996: Laminar-turbulent transition locus for power law non-Newtonians. BHR Group Cranfield, U.K. Hydrotransport. 13:61 -74.

ANEXOS

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

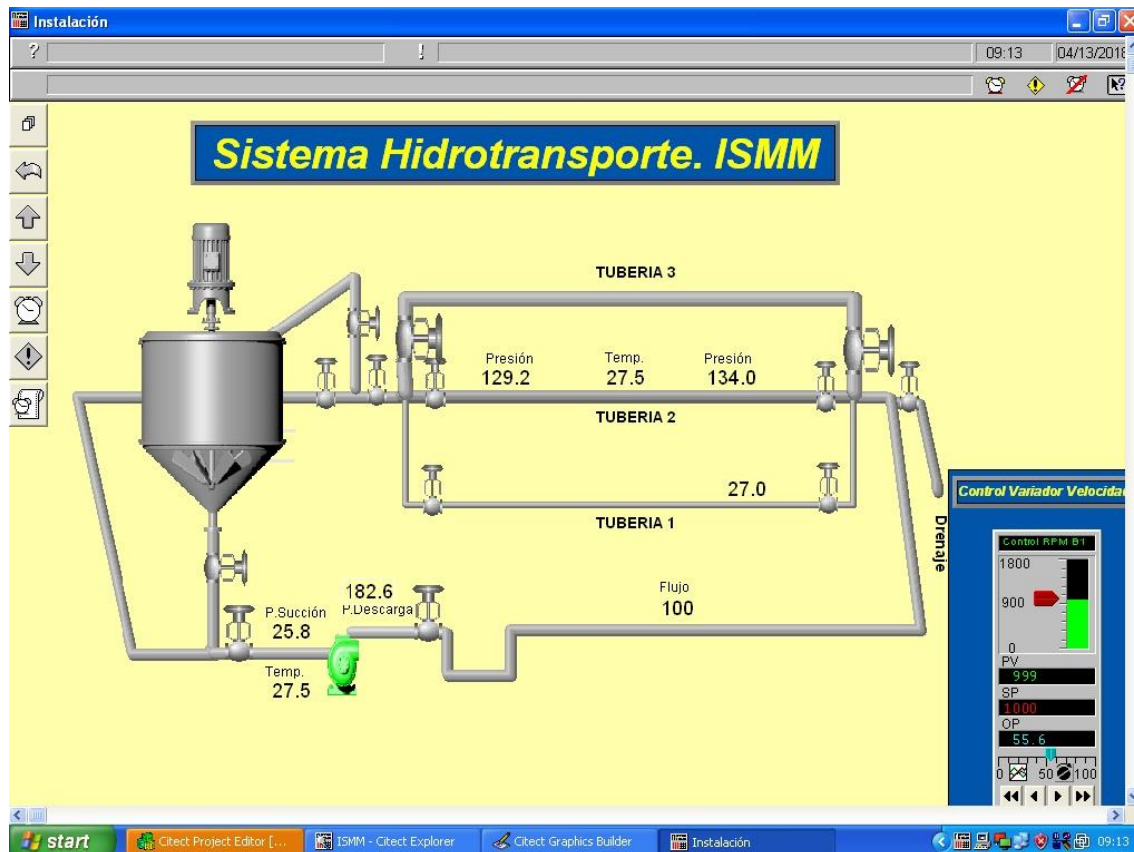
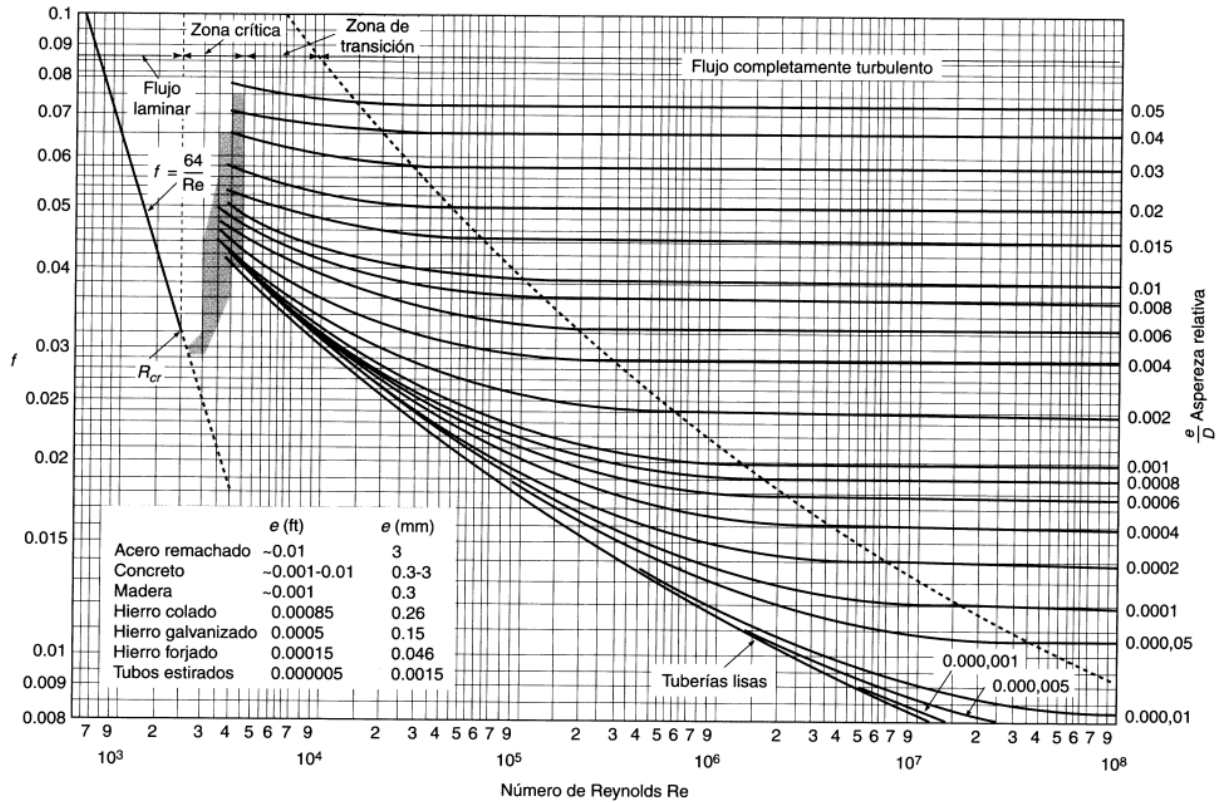


Figura 1. Esquema de la instalación semi-industrial de hidrotransporte del ISMMM.

Anexo 2



Anexo 3

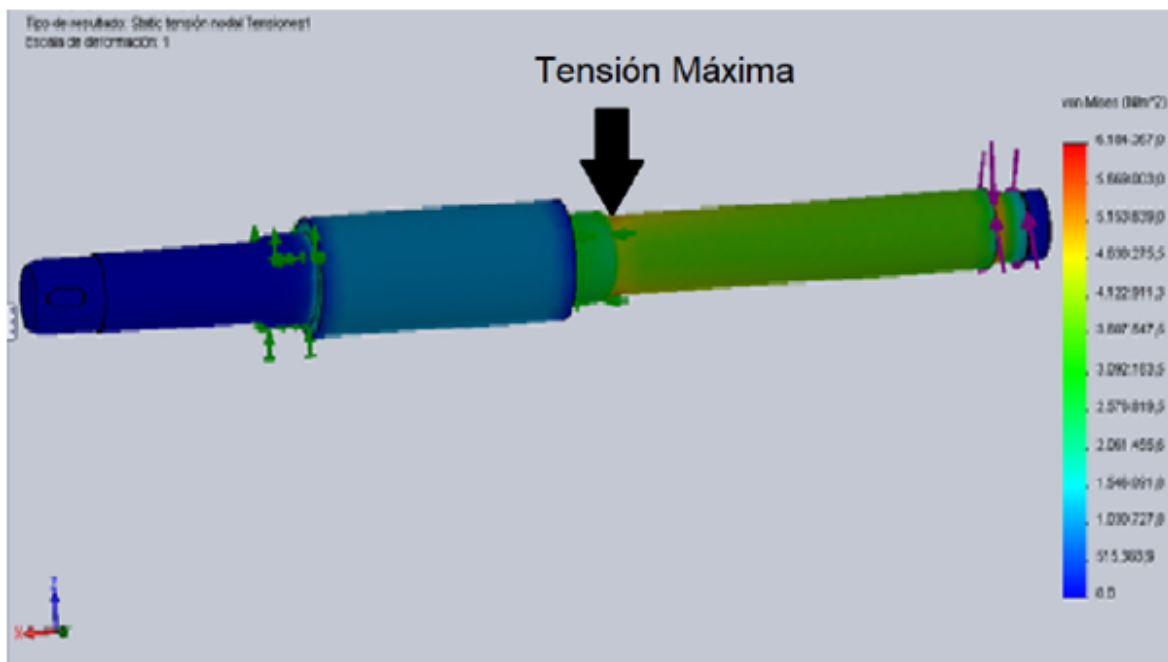


Figura 3.3. Tensión máxima en el árbol (Pérez, 2018)

$\gamma = 9800 \quad \text{N/m}^3$							
	<i>Ps (kPa)</i>	<i>Pd (kPa)</i>	<i>Q (m³/h)</i>	<i>H (m)</i>	<i>P (kW)</i>	<i>Ph (kW)</i>	<i>η (%)</i>
	<i>1784 rev/min</i>						
I	15,90	115,00	0,00	10,112	5,309	0,000	0,000
	14,20	110,00	28,00	9,776	5,809	0,745	0,128
	13,80	99,00	48,40	8,694	5,659	1,145	0,202
	12,70	88,00	66,00	7,684	5,480	1,381	0,252
	12,50	79,00	77,00	6,786	5,359	1,422	0,265
	12,25	73,00	84,00	6,199	5,309	1,418	0,267
II	14,90	104,00	0,00	9,092	5,309	0,000	0,000
	13,50	92,00	46,00	8,010	4,859	1,003	0,206
	12,90	80,00	67,00	6,847	5,480	1,249	0,228
	12,47	74,00	79,00	6,279	5,359	1,350	0,252
	12,15	72,00	84,00	6,107	5,309	1,397	0,263
III	15,90	110,00	0,00	9,602	5,309	0,000	0,000
	14,15	95,00	58,20	8,250	4,859	1,307	0,269
	13,30	79,00	72,50	6,704	5,480	1,323	0,241
	12,99	75,00	81,00	6,328	5,359	1,395	0,260
	12,70	73,00	85,00	6,153	5,309	0,000	0,000
IV	23,73	118,00	0,00	9,619	5,309	0,000	0,000
	22,60	110,00	6,00	8,918	4,859	0,146	0,030
	22,00	105,00	19,00	8,469	5,480	0,438	0,080
	21,40	96,00	50,00	7,612	5,359	1,036	0,193
	20,20	77,00	86,00	5,796	6,309	1,357	0,215
	19,85	76,00	92,00	5,730	7,309	1,435	0,196
V	23,10	109,00	0,00	8,765	5,309	0,000	0,000
	21,90	105,00	20,00	8,480	4,859	0,462	0,095
	21,83	104,00	32,00	8,385	5,480	0,730	0,133
	21,75	93,00	60,00	7,270	5,359	1,188	0,222
	20,50	83,00	77,00	6,378	5,309	1,337	0,252
	20,11	79,00	86,00	6,009	6,309	1,407	0,223