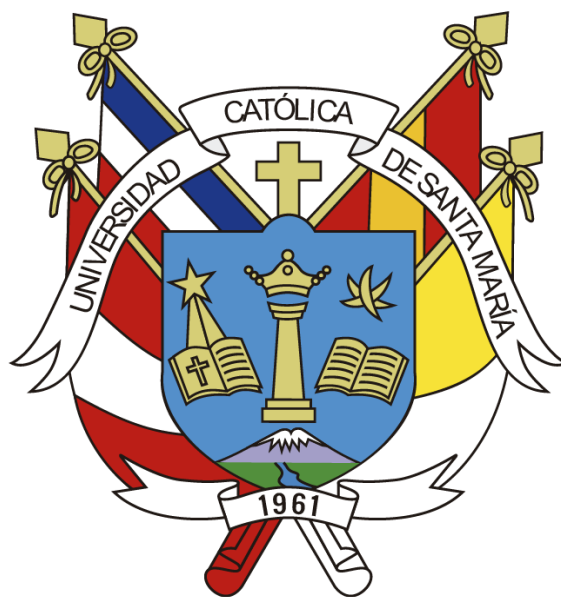


Universidad Católica de Santa María
Facultad de Ciencias e Ingenierías Físicas y
Formales
Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica,
Mecánica-Eléctrica y Mecatrónica



**“REINGENIERÍA DEL MÓDULO DE PRUEBAS DE BOMBEO DE SLURRY PARA
AISLAMIENTO DE LAS VIBRACIONES EN LA BOMBA.”**

Tesis presentada por el Bachiller:
Bejarano Álvarez, Gonzalo Andrés
Para optar el Título Profesional de:
Ingeniero Mecánico

Asesor:
Dr. Gordillo Andía Carlos Alberto.

Arequipa – Perú
2022

UCSM-ERP

UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA
INGENIERIA MECANICA, MECANICA-ELECTRICA Y MECATRONICA
TITULACIÓN CON TESIS
DICTAMEN APROBACIÓN DE BORRADOR

Arequipa, 12 de Enero del 2022

Dictamen: 005375-C-EPIMMEM-2022

Visto el borrador del expediente 005375, presentado por:

2011190182 - BEJARANO ALVAREZ GONZALO ANDRES

Titulado:

**REINGENIERÍA DEL MÓDULO DE PRUEBAS DE BOMBEO DE SLURRY PARA AISLAMIENTO DE
LAS VIBRACIONES EN LA BOMBA.**

Nuestro dictamen es:

APROBADO

1733 - VALENCIA SALAS MARIO JOSE
DICTAMINADOR



2396 - CACERES NUÑEZ AUGUSTO EMILIO CARLOS
DICTAMINADOR



3040 - VALDEZ LOAIZA JUAN CARLOS
DICTAMINADOR




DEDICATORIA

Dedico este trabajo de tesis a Dios, por guiarme en cada momento de mi vida, llenando mi mente y mi corazón con los mejores pensamientos y sentimientos.

A mi familia, por haberme apoyado en mis sueños desde pequeño, por ser el soporte incondicional en todos los proyectos que inicié, por su esfuerzo en ayudarme a crecer y ser la persona que hoy soy.

AGRADECIMIENTO



A mis amigos y profesores, que gracias a las experiencias compartidas me impulsaron a seguir adelante juntos en este camino, apoyándonos incondicionalmente.

RESUMEN

En el Laboratorio de Producción de nuestra Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica –Eléctrica y Mecatrónica se realizó el Proyecto de Tesis Diseño e Implementación de un Módulo de Bombeo de Slurries 2015 que actualmente se encuentra disponible y operativo. La UCSM por medio del Vice rectorado de Investigación año 2017 se obtuvo la aprobación de efectuar la investigación estimación de la vida útil de impulsores centrífugos para bombeo de slurry por análisis vibracional; experimental con aplicación de sensores en dicho módulo.

El presente proyecto nace de la necesidad materializada en la reingeniería del proyecto “Diseño e Implementación de un Módulo de Bombeo de Slurries para la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica –Eléctrica y Mecatrónica- UCSM 2015”, existente en el Laboratorio de Producción, para aislar las vibraciones en la bomba, con el fin de medir solamente las vibraciones en ésta y poder así estimar la vida útil de sus componentes internos, como son el impulsor y la carcasa.

Palabras Clave: Vibración, bombeo de slurry, máquinas rotativas, análisis vibracional.

ABSTRACT

In the Production Laboratory of our Professional School of Mechanical, Mechanic-Electrical and Mechatronics Engineering, has been developed the thesis project called “Design and Implementation of a Slurry Pumping Module 2015”, which actually is available and operating. The UCSM, via the Vice Rector of Investigation 2017, got the approbation to make the investigation of estimating the useful life of the centrifugal impellers for slurry pumping by experimental vibration analysis applying sensors in the module.

The current project comes from the materialized need in the reengineering of the project “Design and Implementation of a Slurry Pumping Module for the Professional School of Mechanical, Mechanic-Electrical and Mechatronics Engineering - UCSM 2015”, currently existing in the Production Laboratory, for isolating the vibrations in the pump, for metering only its own vibrations and so been able to estimate the useful life of its internal components, as the impeller and the case.

Keywords: Vibration, slurry pumping, rotating machines, vibration analysis.

INTRODUCCIÓN

En el primer capítulo, se brinda una descripción del problema de manera general y de los objetivos del proyecto, así como los alcances del mismo, la justificación y las limitaciones. Luego, se describe el fundamento teórico de los sistemas de bombeo hidráulico y sus características, con mayor énfasis en el bombeo de slurry, para tocar teoría sobre vibraciones mecánicas. A continuación, se presenta la metodología a emplear en el proyecto. Después se describen las modificaciones realizadas en el módulo de bombeo de slurry y la comparación porcentual de los datos obtenidos de los informes de análisis de vibraciones. Finalmente, se ofrece el detalle de los costos incurridos, así como el sustento debido de las decisiones tomadas en la compra de accesorios y los servicios contratados.



ÍNDICE

RESUMEN.....	v
ABSTRACT	vi
INTRODUCCIÓN.....	vii
ÍNDICE	viii
ÍNDICE DE TABLAS.....	xi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xii
CAPÍTULO I.....	1
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	1
1.1. Descripción del problema	1
1.2. Objetivos.....	1
1.2.1 Objetivo general	1
1.2.2 Objetivos específicos	1
1.3 Alcances	2
1.4 Justificación.....	2
1.5 Limitaciones	3
CAPÍTULO II.....	4
2. MARCO TEÓRICO	4
2.1. Introducción.....	4
2.2. Sistemas de bombeo hidráulico.....	4
2.3. Partes de un sistema de bombeo hidráulico	5
2.4. Sistema de Succión	6
2.5. Bomba.....	7
2.6. Sistema de Tuberías.....	8
2.7. Instrumentos de Medición	9
2.8. Aplicaciones de los sistemas de bombeo hidráulico	10
2.9. Bombeo de Slurry	11
2.10. Definición de Slurry.....	12
2.11. Las propiedades del slurry	13
2.12. La Bomba de Slurry	15
2.13. Los componentes de la bomba de slurry	19
2.14. Impulsor	19
2.15. Carcasa	22
2.16. Protección contra los desgastes	23
2.17. Clasificación de bombas de slurry.....	30
2.18. Los agitadores para Slurry	31

2.19.	Vibraciones mecánicas.....	34
2.20.	Suspensión y amortiguamiento de las vibraciones mecánicas.....	45
2.21.	Vibraciones mecánicas en motores eléctricos.....	47
2.22.	Vibraciones mecánicas en bombas centrífugas.....	48
2.23.	Acoplamiento de flexibles para transmisión de potencia	50
2.24.	Selección de los acoples flexibles	50
CAPÍTULO III		54
3.	ESTADO SITUACIONAL DEL MÓDULO DE BOMBEO DE SLURRY	54
3.1	Introducción.....	54
2.2.	Verificación del estado de los componentes del módulo de bombeo de slurry	56
2.3.	Puesta en funcionamiento del módulo de bombeo de slurry	57
2.4.	Prueba de operación del módulo de bombeo de slurry.....	58
2.5.	Estimación de la vida útil del impulsor de la bomba en las condiciones iniciales....	59
2.6.	Medición del estado de vibración inicial	61
2.7.	Implementación de la reingeniería propuesta para el módulo de bombeo de slurry. 62	
2.8.	Validación de la reducción de las vibraciones en las condiciones finales	63
2.9.	Obtención de la curva de desgaste del impulsor antes de la reingeniería.....	64
2.10.	Obtención del espectro de vibración inicial	67
CAPÍTULO IV		71
4.	REINGENIERÍA DEL MÓDULO DE BOMBEO	71
4.1	Introducción.....	71
4.2	Ejecución de la reingeniería.....	71
4.3	Comprobación de las modificaciones realizadas.....	74
4.4	Alineamiento de ejes	76
4.5	Comparación del nuevo estado de vibración con el inicial.	79
4.6	Validación de la reingeniería del módulo de bombeo de slurry.....	79
CAPÍTULO V		81
5.	COSTOS.....	81
5.1	Introducción.....	81
5.2	Especificación de Costos.....	81
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		84
CONCLUSIONES.....		84
RECOMENDACIONES		85
REFERENCIA		86
ANEXOS		89
ANEXO N° 1:.....		90
ESTADO INICIAL DE VIBRACIONES.....		90

ANEXO N° 2:	93
ESTADO DE VIBRACIONES DESPUÉS DE LA REINGENIERÍA	93
ANEXO N° 3:	102
ESTADO FINAL DE VIBRACIONES, DESPUÉS DEL ALINEAMIENTO.....	102



ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Obtención del coeficiente k.....	53
Tabla 2. Tabla para vida útil del impulsor.....	59
Tabla 3. Registro de espectro de vibración.....	62
Tabla 4. Medición del espesor de los álabes del impulsor – Sección A.....	64
Tabla 5. Medición del espesor de los álabes del impulsor – Sección B.....	65
Tabla 6. Primera medición de vibración.....	67
Tabla 7. Selección del tamaño del acoplamiento flexible.....	73
Tabla 8. Segunda medición de vibración.....	75
Tabla 9. Reducción de la amplitud de vibración.....	78
Tabla 10. Especificación de costos del rediseño del módulo de bombeo de slurry.....	82
Tabla 11. Matriz de costos.....	83



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. Esquema de sistema de bombeo hidráulico.	5
Figura 2. Partes de un sistema de bombeo.	6
Figura 3. Bomba centrífuga.	8
Figura 4. Manómetro analógico.	10
Figura 5. Caudalímetro digital.	10
Figura 6. Principales modos de desgaste por abrasión.	13
Figura 7. Principales modos de desgaste por erosión.	14
Figura 8. Efecto del slurry en las características de desempeño de una bomba centrífuga.	17
Figura 9. Diferencia entre un impulsor convencional y uno de slurry.	18
Figura 10. Impulsor cerrado.	20
Figura 11. Impulsor semi-abierto.	20
Figura 12. Impulsor Vortex.	21
Figura 13. Carcasa maciza.	22
Figura 14. Carcasa partida.	23
Figura 15. Tipos de desgaste en el impulsor.	24
Figura 16. Tipos de desgaste en los forros laterales.	24
Figura 17. Tipos de desgaste en la carcasa.	25
Figura 18. Sello mecánico de contacto.	27
Figura 19. Bomba centrífuga de accionamiento directo.	28
Figura 20. Bomba centrífuga accionada por faja.	29
Figura 22. Agitador de hélice.	32
Figura 23. Agitador de paletas.	33
Figura 24. Agitador de turbina.	33
Figura 25. Vibración libre no amortiguada.	36
Figura 26. Vibración libre no amortiguada (vertical).	37
Figura 27. Gráfica de la función desplazamiento.	39
Figura 28. Vibración forzada no amortiguada.	41
Figura 29. Factor de amplificación (MF).	43
Figura 30. Vibración forzada no amortiguada (desplazamiento del soporte).	44
Figura 31. Amortiguadores de neopreno.	46
Figura 32. Amortiguadores de fibra de vidrio.	47
Figura 33. Tipos de desalineamiento.	51
Figura 34. Módulo de Bombeo de Slurry.	55
Figura 35. Partes Principales del módulo de bombeo de slurry.	55
Figura 36. Acoples rápidos en la bisagra.	57
Figura 37. Identificación de álabes y puntos de medición.	60
Figura 38. Localización de acelerómetro en la base.	61
Figura 39. Placa rígida, para soporte de la bomba.	62
Figura 40. Acople flexible.	63
Figura 41. Medición del espesor de álabes en la posición A.	65
Figura 42. Medición del espesor de álabes en la posición B.	66
Figura 43. Medición del espesor de álabes en la posición C.	66
Figura 44. Clasificación según la flexibilidad del soporte.	68
Figura 45. Desalineamiento, medición en el motor.	69
Figura 46. Fragilidad estructural.	70
Figura 47. Placa rígida instalada en la base.	71
Figura 48. Acople flexible Kronach.	72

Figura 49. Selección de material del acoplamiento flexible.	73
Figura 50: Manguera flexible y acoples rápidos.	74
Figura 51. Alta amplitud de velocidad.	75
Figura 52. Desalineamiento de ejes.....	76
Figura 53. Resultados de alineamiento.	77
Figura 54. Lainas recomendadas para el alineamiento de ejes.	77
Figura 55. Amplitud de vibración dentro del rango recomendado.	78
Figura 56. Tabla de rangos permitidos de velocidad de vibración.....	80



CAPÍTULO I

1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1. Descripción del problema

Las máquinas rotativas siempre vibran al funcionar, lo que contribuye al desgaste de sus partes internas y puede acelerarlo si los parámetros de vibración no son los adecuados. Principalmente, el desgaste se presenta en los componentes de apoyo, como rodamientos y el mecanismo de anclaje, que soportan los picos de las vibraciones. Un componente más crítico que los rodamientos es el impulsor de la bomba, por mencionar alguno, que además de estar sujeto a la vibración del conjunto, experimenta también los efectos de la cavitación y, en nuestro caso, la abrasión; efectos que combinados pueden reducir drásticamente su vida útil.

Lo que se desea hacer en este proyecto es aislar las vibraciones entre la bomba y el motor y las de éstos de la estructura de soporte para poder conocer sólo la vibración ocasionada por la cavitación y la que es propia de la operación de la bomba, y de esta manera poder estimar el tiempo de vida útil de la bomba por su propio funcionamiento e investigar la manera de reducir su vibración y la cavitación en ella. Esto último será motivo de una siguiente investigación.

1.2. Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Realizar la Reingeniería del Módulo de Bombeo de Slurry para lograr el Aislamiento de las Vibraciones Mecánicas en la Bomba Centrífuga.

1.2.2 Objetivos específicos

- Verificar el estado operativo del Módulo de Bombeo de Slurry de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica – Eléctrica y Mecatrónica de la UCSM.

- Realizar la reingeniería del módulo de bombeo de slurry, respecto al montaje de sus componentes.
- Aislar totalmente de vibraciones la bomba centrífuga, para evitar filtraciones de vibraciones externas.
- Verificar la reducción de las vibraciones a través de la medición directa y la comparación con la norma ISO 10816-1.

1.3 Alcances

Con el presente trabajo se busca lograr un módulo de pruebas de bombeo de slurry que permita, además de sus funciones principales en cuanto a la medición de parámetros hidráulicos, realizar mediciones de vibración en la bomba, sin afectar negativamente su rendimiento hidráulico.

1.4 Justificación

La justificación económica de esta investigación está en incrementar los períodos de mantenimiento, ya que, al presentar menores vibraciones, la bomba presentará menor desgaste en sus partes móviles y de soporte.

La justificación técnica es la mejora en la eficiencia hidráulica de la bomba, ya que, al presentar menores vibraciones, las pérdidas también se verán reducidas, optimizando el uso de energía.

A través de esta investigación se busca también establecer un período de desgaste de las partes móviles, a fin de evitar una falla súbita del equipo que pudiera poner en riesgo la operación. Este análisis se realizará utilizando el análisis vibracional, monitoreando las condiciones de operación.

1.5 Limitaciones

En esta investigación se tiene las siguientes limitaciones.

- Se excluye del estudio la vibración producida por el funcionamiento del agitador de slurry ubicado al interior del depósito de almacenamiento, ya que la investigación se centra en el conjunto motor – bomba.
- No se realizará un modelo de estimación de vida útil del impulsor centrífugo según las condiciones de operación, siendo éstas de 50 Hz, un caudal de 250 l/min, presión de 30 m.c.a. y una concentración en sólidos en volumen de 34 %.
- Debido a la complejidad del cálculo matemático, se asumirá como solución sólo la constante elástica para facilitar el cálculo y dimensionamiento de los soportes, dejando de lado la amortiguación viscosa que, aunque existe, su valor se considerará despreciable.
- Se excluye de la investigación los parámetros hidráulicos para el bombeo de slurry, tomando como guía las recomendaciones de mezcla encontradas en el manual de operación del módulo de bombeo de slurry.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1. Introducción

En minería se suele realizar el transporte de sólidos utilizando como medio el agua y los sistemas de bombeo. Dichos equipos de bombeo tienen costos de mantenimiento y reposición elevados, sin embargo, estos costos se pueden reducir si se disminuyen las vibraciones en dichos equipos, ya que se extiende la vida útil de sus componentes.

No sólo en la minería, sino también en otras industrias, el empleo de sistemas de bombeo hidráulico para transportar sólidos es muy utilizado, por lo que es importante buscar una solución que ayude a reducir los costos de mantenimiento de estas máquinas.

Para lograr tal reducción, se puede reducir las vibraciones mecánicas, lo que reducirá el desgaste en las partes internas de las máquinas rotativas, así como de sus soportes, permitiendo un incremento en la vida útil de éstas.

2.2. Sistemas de bombeo hidráulico

Los sistemas de bombeo hidráulico se utilizan para transportar un fluido de un punto a otro, aprovechando una diferencia de presión entre ambos puntos que ocasiona el traslado del fluido. Para generar el cambio en la presión del fluido, por lo general se utiliza una bomba hidráulica, la misma que debe tener la capacidad de superar la presión causada por la diferencia de alturas geométricas entre el punto de bombeo y el punto de descarga, además de vencer las pérdidas causadas por la fricción entre los conductos y el fluido cuando éste se desplaza en su interior.

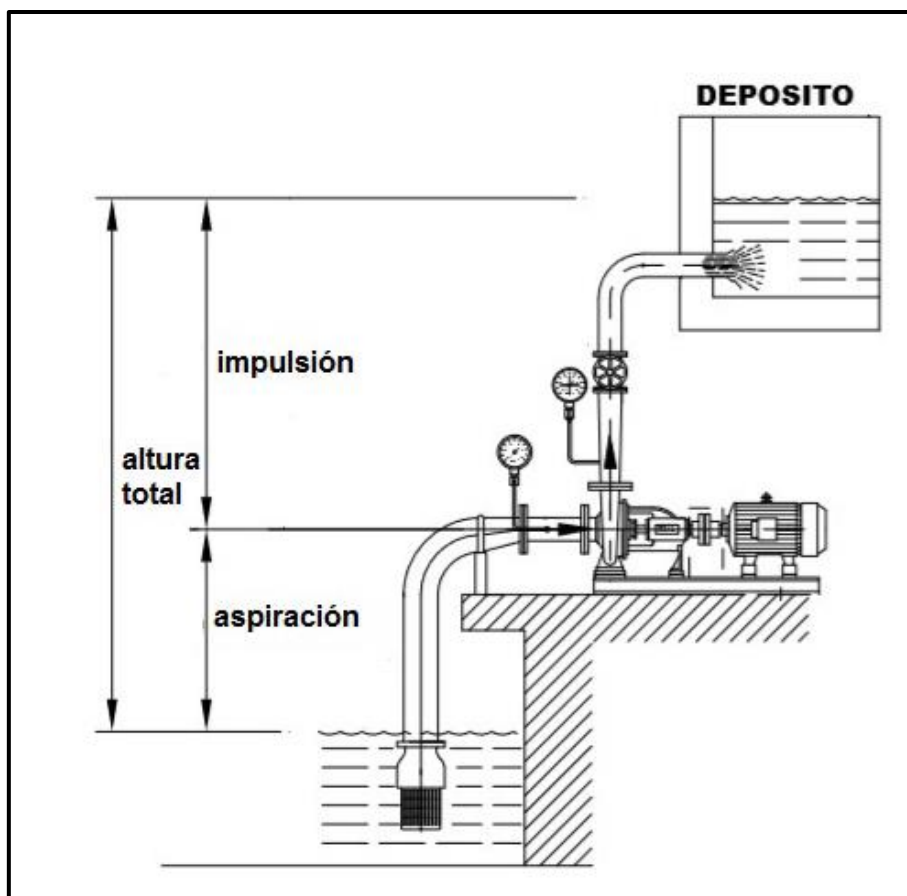


Figura 1. Esquema de sistema de bombeo hidráulico.

Nota: Obtenido de Iagua (2018)

2.3. Partes de un sistema de bombeo hidráulico

Los sistemas de bombeo están conformados por el sistema de succión y retención, la bomba, los conductos, los instrumentos de medición el depósito de succión y el depósito de descarga.

A continuación, se muestra un esquema básico en el que se detallan las partes de las que se compone un sistema de bombeo hidráulico

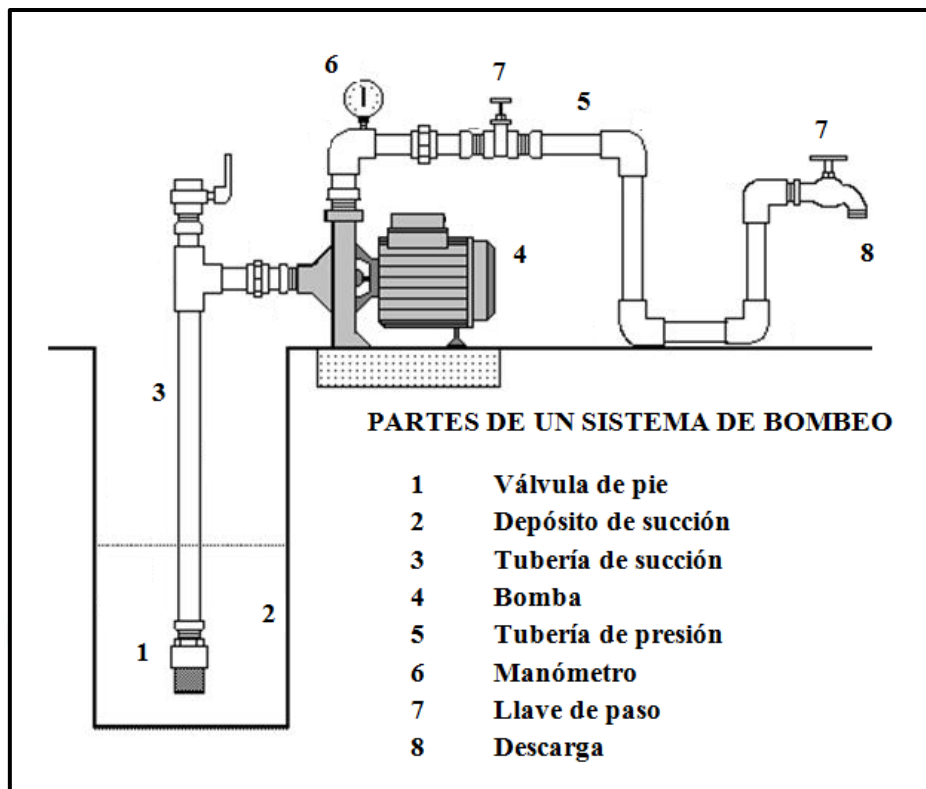


Figura 2. Partes de un sistema de bombeo.

Nota: Elaboración propia.

2.4. Sistema de Succión

El sistema de succión consiste en el conducto que se encuentra sumergido en el depósito de succión, que contiene un filtro de partículas, incluido en una válvula de pie que evita que el fluido se drene del sistema cuando éste no está funcionando. Esta tubería debe ser lo suficientemente rígida para evitar que el vacío generado por la bomba en la zona de succión la haga colapsar, cerrando el conducto y evitando que el fluido sea transportado.

En esta sección, el diámetro de la tubería debe ser lo suficientemente grande y tener una diferencia de altura adecuada para evitar la cavitación, que daña severamente la bomba, causando un deterioro anticipado en sus partes. Además, la válvula de pie no debe atascarse, porque causaría que se descargue el fluido y sería muy difícil poner el sistema en marcha nuevamente.

2.5.Bomba

Las bombas son unas máquinas que pueden ser rotativas, alternativas, de cavidades variables, peristálticas, por mencionar algunas. Para un sistema de bombeo, en el que se va a transportar principalmente agua, se utilizan las bombas centrífugas. Estas bombas son capaces de impulsar grandes cantidades de fluido a presiones no muy altas, además, la presión a la que trabajan se ve afectada en función del caudal que circula por su interior, lo que no ocurre de manera notoria en una bomba hidrostática.

La bomba se utiliza en el sistema para crear la diferencia de presión necesaria para que el fluido pueda ser transportado hacia otro nivel, generalmente superior a la inicial, superando las pérdidas de presión generadas por la fricción entre el fluido y los conductos y las pérdidas de presión ocasionadas por las válvulas, bifurcaciones y dobles que se presentan en el camino.

Es posible realizar combinaciones en la estación de bombeo, organizándolas en serie y en paralelo, según se requiera elevar la presión manteniendo el mismo caudal o si se desea elevar el caudal manteniendo la misma presión. Estos arreglos se realizan cuando los cambios en presión y caudal van a ser considerablemente grandes.

También se puede utilizar, si se desea realizar un aumento de la presión, una bomba multietapa, que es un conjunto de rodets, unidos a un mismo eje y dispuestos de manera tal que resulta como si se tuviera varias bombas conectadas en serie. La ventaja de este tipo de bombas es que es posible sumergirlas en el pozo, simplificando el sistema de succión.

Otra manera de variar el caudal y la presión, cuando no es muy significativo el cambio, es instalando un variador de frecuencia en el motor que mueve la bomba, consiguiendo ampliar o reducir la curva característica de la bomba, permitiendo un nuevo punto de operación. El riesgo puede ser que se genere demasiado deslizamiento del fluido cuando la velocidad decrece más de lo debido y, si ésta

es muy alta, se puede generar cavitación, haciendo que se pierda la eficiencia o se dañe la bomba, respectivamente.



Figura 3. Bomba centrífuga.

Nota: Obtenido de Hyundai (2021)

2.6.Sistema de Tuberías.

El sistema de tuberías permite que se transporte el fluido en su interior, soportando las presiones que se desarrollan en su interior, tanto estáticas como dinámicas. Este elemento debe ofrecer poca resistencia al rozamiento, entre sus paredes interiores y el fluido, para disminuir las cargas debidas a la fricción, por otro lado, debe realizar una trayectoria lo más directa posible entre su punto inicial y el de descarga para evitar que se generen pérdidas por repetidos cambios de dirección en el flujo.

El diámetro de los conductos se elige en función al costo de la energía utilizada y el costo del material e instalación de la tubería, entregando como resultado lo que se conoce como “diámetro económico”, que es el balance entre ambos costos.

En el sistema de tuberías se montan las llaves de paso, los instrumentos de medición y las bifurcaciones del sistema hidráulico, soportando no sólo el peso de estos elementos adicionales, sino que soportan también su propio peso y el del fluido que contienen, por lo que el cálculo de resistencia al momento de realizar el diseño del sistema debe ser cuidadoso; si se sobredimensiona, podría resultar demasiado costoso y, si por el contrario, se dimensiona deficientemente, las tuberías podrían pandearse demasiado, ocasionando cambios de dirección en el flujo que resultarían en una mayor pérdida de presión.

Los sistemas de tuberías pueden ser diseñados en serie y en paralelo. Se utiliza un diseño en serie cuando se va perdiendo carga y caudal a lo largo de la tubería, disminuyendo cada vez más el diámetro a fin de que la velocidad del flujo se mantenga. Este diseño es usado, por ejemplo, en sistemas de riego por aspersión. Otra forma de montar un sistema de tuberías es en paralelo, que se usa cuando se requiere que la presión en todos los puntos de inicio y en todos los puntos de descarga sea la misma, siendo las pérdidas de presión hidráulica iguales en cualquiera de los tramos. La ventaja de esta disposición es que permite abrir o cerrar el paso en diferentes conductos a fin de variar la velocidad en los conductos.

2.7. Instrumentos de Medición

Los instrumentos de medición se utilizan para conocer los parámetros hidráulicos de presión y caudal. Dichos instrumentos deben ser instalados a una distancia adecuada de la salida de la bomba y de los cambios de dirección para que el fluido se encuentre desarrollado y en flujo laminar, para que la lectura sea confiable y estable. De esta manera se puede conocer la curva característica de la bomba, la curva del sistema, el punto de operación de este y, si se conoce la potencia que consume el motor, también se puede conocer la eficiencia del sistema. Es de vital importancia contar con estos instrumentos bien calibrados para obtener lecturas correctas y también poder detectar anomalías en el funcionamiento del sistema.

El manómetro mide la presión estática en la tubería, y permite visualizarla de manera digital o analógica.

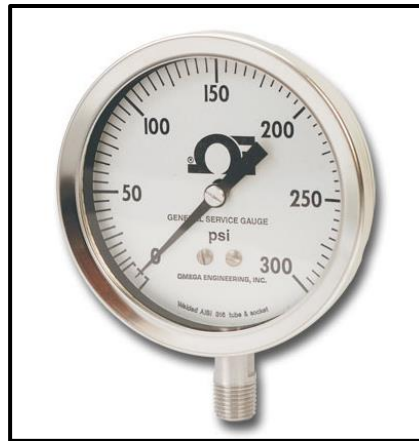


Figura 4. Manómetro analógico.

Nota: Obtenido de Omega (2021)

El caudalímetro mide la cantidad de volumen de fluido que circula por la tubería en una unidad de tiempo, mostrándola, generalmente, de manera digital en una pantalla.



Figura 5. Caudalímetro digital.

Nota: Obtenido de Direct Industry (2021)

2.8. Aplicaciones de los sistemas de bombeo hidráulico

Los sistemas de bombeo hidráulico tienen diversas aplicaciones, desde el simple hecho de transportar agua u otros fluidos a una cota más elevada para ser posteriormente distribuida a una presión mayor y más estable en edificios, o un sistema de riego en el que se requiere que el flujo sea constante y la velocidad en

cada una de las descargas sea la misma para cubrir un área de riego similar. También podemos encontrarlos en vehículos de emergencias, como los de los bomberos, que impulsan agua con gran caudal y arrojándola a una alta velocidad para alcanzar distancias considerablemente seguras para sofocar las llamas. Últimamente, se usan también en los deportes acuáticos, en los Jet acuáticos, aprovechando la presión dinámica que genera el chorro sobre un área para impulsar y mantener a los deportistas varios metros sobre la superficie, realizando interesantes piruetas; en la propulsión de vehículos acuáticos menores como motos acuáticas, se emplea el mismo sistema, de impulsar agua a presión a través de un área que permita que el vehículo avance. Encontramos también los sistemas de bombeo hidráulico en las piscinas, para mantener una circulación constante del agua, lo que permite mantener una temperatura constante y una cloración uniforme de la misma, aunque no cambie la cota de elevación del agua, se requiere mantener una presión en la bomba que sea suficiente para vencer las pérdidas por fricción entre el agua y las tuberías. En piletas de plazas y parques también se encuentra una aplicación muy frecuente, llegando a ser todo un espectáculo en algunos casos. En nuestro caso de estudio, se usa el sistema de bombeo hidráulico para transportar sólidos usando como medio de transporte el agua, que se detalla a continuación.

2.9. Bombeo de Slurry

El transporte de sólidos utilizando un fluido a través de tuberías como medio de transporte viene siendo empleado durante bastante tiempo, de manera efectiva y económica (R. Tarodiya, B. Gandhi, 2016).

En el campo de la minería, principalmente, se suele utilizar el agua como medio de transporte de sólidos, en forma de lodos, además de otras aplicaciones como el traslado de aguas subterráneas, traslado de aguas de proceso, entre otras.

Para transportar los sólidos se usa como medio el agua, gracias a su densidad, viscosidad y su gran disponibilidad, que permite que sea un recurso adecuado para realizar este trabajo.

Otras aplicaciones que se encuentran, es el bombeo de concreto, en el dragado de fondos marinos o de ríos para derivación de caudal o represamiento de aguas. Asimismo, se puede transportar pulpa de papel en algunas industrias, haciendo que el traslado de los sólidos sea más rápido, seguro y fácil.

Tanto los componentes de trabajo como los instrumentos de medición, son básicamente los mismos que en un sistema de bombeo convencional, por lo menos en cuanto a sus funciones básicas, sin embargo, deben ser mucho más resistentes a la abrasión, debido a la fricción constante con los sólidos en suspensión que transportan, además, se debe mantener constantemente en turbulencia la mezcla para evitar que se acumulen los sólidos en la parte inferior por la gravedad, haciendo que se detengan y obstruyendo las tuberías.

Comúnmente, la bomba se encuentra recubierta internamente en la carcasa y, en algunos casos, también en el impulsor, con un elastómero para alargar la vida útil de los componentes y reducir los costos de mantenimiento, ya que sólo se cambian los recubrimientos y no los componentes principales. También se puede utilizar materiales más resistentes, o tratados térmicamente a fin de asegurar una vida útil larga.

2.10. Definición de Slurry

El slurry es la mezcla de cualquier un líquido partículas sólidas. La combinación del tipo, tamaño, forma y cantidad de éstas, junto con las propiedades del líquido de transporte, determinan las características y propiedades de flujo del slurry (Weir, 2009).

Los slurries pueden dividirse en dos grandes grupos, slurry sedimentario y no sedimentario:

Los slurries no sedimentarios se forman con partículas muy finas, que por lo general resultan en mezclas homogéneas aumentando la viscosidad. Estos slurries no suelen generar desgaste en la bomba y las tuberías, aunque es importante considerar una correcta selección de la bomba y la transmisión, ya que no llega a

tener el comportamiento de un líquido normal. Cuando la cantidad de sólidos en el líquido es suficientemente alta, cambia el comportamiento del fluido, lo que lo convierte en un fluido no newtoneano. (Weir, 2009)

Los slurries sedimentarios contienen partículas más gruesas, suelen ser una mezcla inestable y requieren una particular atención en los cálculos de flujo y potencia. Al llevar partículas más gruesas, causan un mayor desgaste en los ductos y se depositan en la parte inferior de éstos, sin embargo, componen la mayoría de las aplicaciones de bombeo de slurry. (Weir, 2009).

2.11. Las propiedades del slurry

Abrasión. Ocurre cuando se fuerza el movimiento de partículas duras contra una superficie sólida, que suele ser la tubería. (Weir, 2009).

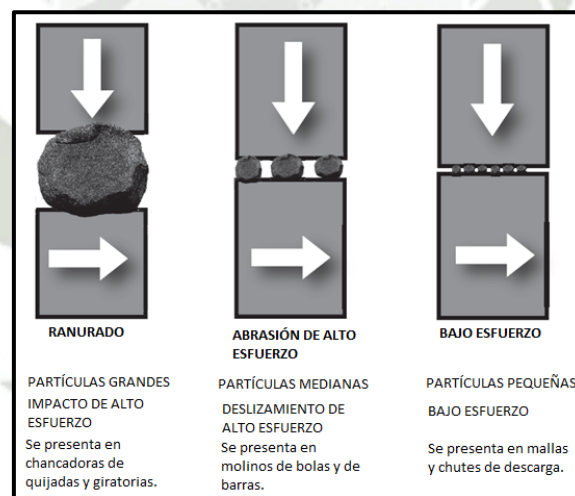


Figura 6. Principales modos de desgaste por abrasión.

Nota: Obtenido de Weir Minerals (2009).

Erosión. Es el principal tipo de desgaste en el bombeo de slurry, se caracteriza por la pérdida de material por la acción de las partículas suspendidas en el fluido durante la transferencia de energía cinética de las partículas a las superficies y puede ser de tres tipos. Por arrastre, por impacto aleatorio y por impacto direccional, como se muestra en la siguiente figura. (Weir, 2009)

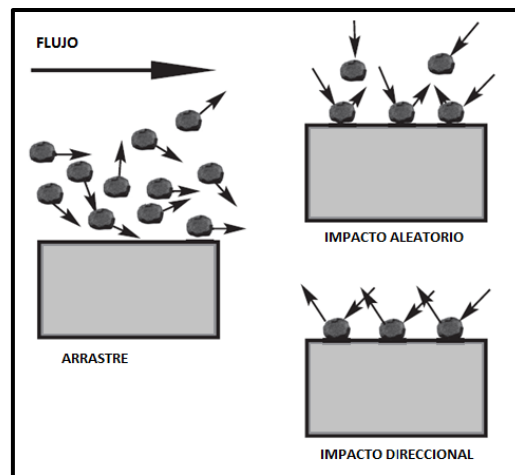


Figura 7. Principales modos de desgaste por erosión.

Nota: Obtenido de *Weir Minerals* (2009).

Corrosión. Sucede cuando se debilita y se desprende el material debido a la acción química del fluido sobre la superficie, lo que suele ocurrir es una combinación erosión/corrosión; ambos efectos trabajan juntos y a menudo no se pueden identificar por separado. (Weir, 2009)

La erosión y corrosión son el resultado de la constante abrasión de una capa de óxido formada en la superficie interior de la salida de la bomba. Esta capa protectora de óxido es la reacción química benéfica entre las partes de metal y el líquido de transporte. Protege las partes metálicas de la corrosión, sin embargo, cuando está sometida permanentemente a la abrasión, esta capa desaparece y el metal queda expuesto, dejando que las partículas y la erosión/corrosión tome lugar y desprenda el metal (Weir, 2009).

A veces, se usa elastómeros para cubrir las partes internas de las bombas de slurry, sin embargo, al estar sometidos al contacto con algunos gases o líquidos, se ven disueltos o los absorben, afectando drásticamente su resistencia y su módulo de elasticidad, resultando en un deterioro de la resistencia al desgaste del elastómero. (Weir, 2009)

La resistencia química se usa para describir el deterioro de materiales cuando están inmersos en fluidos estáticos o dinámicos. En el caso de un elastómero, esta

resistencia se refiere a la corrosión o resistencia a la dilatación y su consecuente pérdida de resistencia (Weir, 2009).

Concentración de sólidos. Los efectos adversos de bombear slurry, frente al bombeo de agua, son debidos, principalmente, a:

El deslizamiento entre el fluido y las partículas sólidas durante la aceleración y desaceleración del slurry al entrar y al salir del impulsor. Este deslizamiento y la pérdida de energía asociada incrementan al aumentar la velocidad de asentamiento de las partículas en el slurry.

Pérdidas de fricción incrementadas en la bomba. Estas pérdidas aumentan con la densidad y la viscosidad del slurry.

2.12. La Bomba de Slurry

Las bombas de slurry son ampliamente usadas para transportar mezclas de sólidos abrasivos en procesamiento de minerales húmedos. Estas bombas experimentan un grave desgaste por erosión y corrosión incluso si se trata de condiciones normales de operación. Como consecuencia, su rendimiento resulta drásticamente reducido en el tiempo y, llegado cierto punto podrían fallar sin advertencia. La prevención de estas fallas repentinas requiere una buena inversión en el mantenimiento del sistema para mantener la bomba en su punto de máxima eficiencia. (J Hu, P. Tse, 2013)

Las bombas centrífugas vienen siendo muy utilizadas en el transporte de slurry para cortas y medias distancias a través de tuberías en las que la presión y la descarga son moderadas. Las características de rendimiento y desgaste por erosión de los componentes de la bomba son los parámetros para el diseño y selección de los mismos. Una mejora en el rendimiento reduce el gasto de energía, mientras que una reducción en la erosión aumenta la vida útil. El diseño de las bombas necesita ser optimizado para el manejo de slurry considerando la caída en el rendimiento y en la vida útil esperada. (R. Tarodiya, B. Gandhi, 2016)

La unidad de bombeo es uno de los componentes más importantes del sistema. Las bombas pueden clasificarse en dos grandes grupos; de desplazamiento positivo y rotodinámicas. Debido a la mayor holgura entre las partes internas, se usa principalmente las bombas rotodinámicas, ya que permiten un flujo más suave de los sólidos. (R. Tarodiya, B. Gandhi, 2016)

Existen varios tipos de bombas que se aplican en el bombeo de slurry, como las bombas de desplazamiento positivo comunes, o algunas especiales, como las bombas peristálticas, sin embargo, estas bombas son usadas en aplicaciones específicas ya que, en la mayoría de las aplicaciones, se utilizan las bombas centrífugas de slurry.

Las bombas centrífugas, un tipo de bombas rotodinámicas, son generalmente utilizadas en un gran número de industrias, para el transporte de slurry a distancias cortas y medias. El diseño convencional de la bomba es generalmente modificado para desarrollar una bomba centrífuga de slurry. Las modificaciones incluyen un incremento en las holguras internas para que permita alojar partículas de un tamaño mayor, el uso de un impulsor más robusto con una menor cantidad de paletas, un mecanismo de sellado especial y un material que sea adecuado para soportar el desgaste para asegurar una larga vida útil. (R. Tarodiya, B. Gandhi, 2016)

Las bombas centrífugas de slurry son similares a las bombas centrífugas convencionales, porque transmiten al fluido energía cinética cuando entran en contacto con el impulsor en movimiento, sin embargo, la similitud entre ambas bombas termina aquí. Dado que el material a bombear tiene propiedades de alta abrasión, corrosión y erosión, éstas deben considerarse al momento de seleccionar la bomba y sus materiales principales y de recubrimiento para asegurar la durabilidad de dichos componentes hasta que llegue el momento de cambiarlos según sea previsto.

Otro aspecto a considerar en la operación de las bombas de slurry es que la velocidad de funcionamiento debe ser más baja que la de una bomba empleada para bombear agua u otro fluido puro, porque se busca disminuir el desgaste por

abrasión. Así como se reduce la velocidad, se debe incrementar el tamaño de las partes para compensar la baja velocidad de operación y mantener el caudal de bombeo. (World Pumps, 1999)

A diferencia de una bomba para agua, en la que se prioriza el efecto de la cavitación en la succión y se utiliza un impulsor pequeño que puede girar a alta velocidad, en una bomba de slurry se busca tener un impulsor relativamente grande que gire a velocidades bajas, ya que, lo que se desea lograr una larga vida útil con un desgaste reducido. El problema que esto genera es que, al tener un impulsor grande, se incrementa el desgaste en las paredes de la carcasa, siendo necesario lograr un balance adecuado entre el costo de operación y la inversión a realizar al momento de instalar una bomba nueva. (World Pumps, 1999)

El rendimiento de una bomba centrífuga de slurry juega un papel importante en el transporte económico y libre de problemas de mezclas de sólidos y líquidos. El rendimiento de estas bombas, comparado con las de agua se reduce debido a la presencia de sólidos en suspensión, mientras que se reduce la presión de descarga y la eficiencia, como se muestra en la figura 3. (R. Tarodiya, B. Gandhi, 2016)

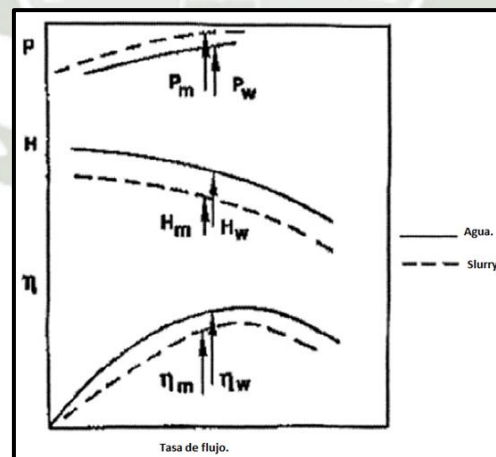


Figura 8. Efecto del slurry en las características de desempeño de una bomba centrífuga.

Nota: Obtenido de Tarodiya, (2016).

Bombar slurry puede reducir la eficiencia hidráulica de la bomba, es por eso que los impulsores se diseñan para minimizar este efecto. Las altas eficiencias de bombeo vienen acompañadas por unos bajos niveles de desgaste, para

minimizarlo, es importante considerar la selección del material y el diseño del impulsor y de la carcasa. La forma del impulsor de una bomba de slurry es muy importante para asegurar la resistencia al desgaste y la eficiencia hidráulica ya que, cuando se bombea slurry, la velocidad del líquido es mayor a la de los sólidos, dando lugar a una alta tasa de desgaste por la fricción entre las partículas y los álabes del impulsor, que deben tener una mayor superficie en la parte trasera de las paletas para asegurar un flujo más homogéneo entre éstas, minimizando la separación de los sólidos del líquido que los transporta e incrementando la eficiencia y reduciendo el desgaste. (Xylem Inc, 2013)

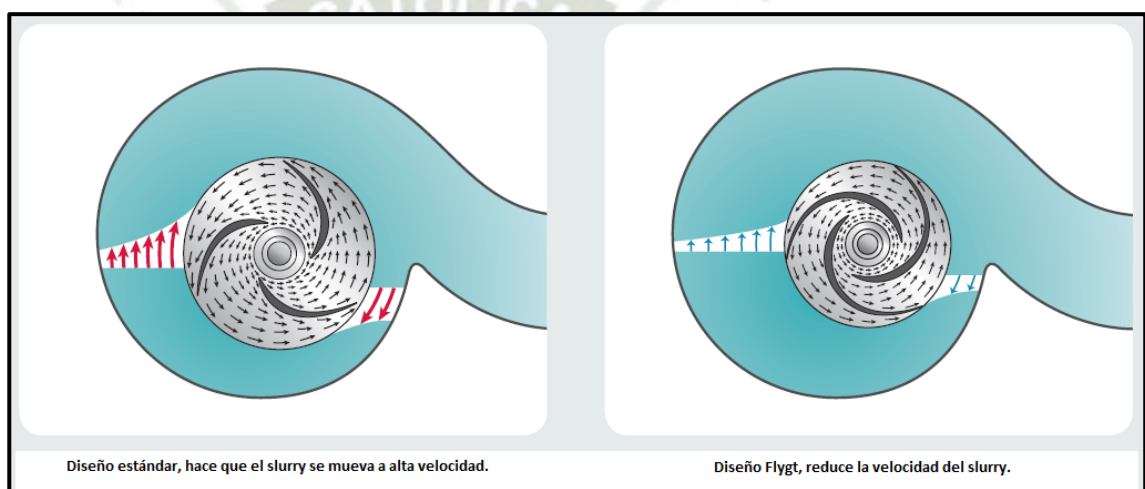


Figura 9. Diferencia entre un impulsor convencional y uno de slurry.

Nota: Obtenido de Xylem, Inc (2013).

L.C. Fairbank investigó el desempeño de una bomba centrífuga de 3 pulgadas para el transporte de barro y una suspensión de dos tipos de arena de diámetros de partícula intermedios, de $34\ \mu\text{m}$ y $800\ \mu\text{m}$. La presión de descarga desarrollada por la bomba con slurry es similar a la desarrollada con agua para tamaños muy finos de partículas, mientras que se reduce para tamaños mayores. Encontró que la caída en la presión de descarga, para una velocidad de funcionamiento constante, se incrementa a medida que aumentan la concentración de sólidos y el tamaño de las partículas, mientras que la tasa de flujo en el punto de máxima eficiencia es independiente de la concentración y el tamaño de las partículas. La potencia de entrada se incrementa linealmente con la gravedad específica del slurry. En conclusión, el desempeño de la bomba depende de las características

reológicas del slurry, del tamaño de las partículas, así como de la concentración de sólidos. (R. Tarodiya, B. Gandhi, 2016)

2.13. Los componentes de la bomba de slurry

2.14. Impulsor

Es el principal componente en rotación con vanos para aplicar la fuerza centrífuga al líquido, transmitiendo energía cinética al lodo. Usualmente los impulsores de las bombas de slurry tienen paletas planas o tipo Francis.

La paleta plana tiene un borde cuadrado en la parte interna, mientras que la paleta Francis tiene un borde que se proyecta hacia el centro del impulsor. La ventaja de la paleta Francis es una mayor eficiencia, un mejor rendimiento de succión y mayor vida útil frente a algunos tipos de slurry, debido a que el ángulo de incidencia hacia el fluido es más efectivo. La paleta plana tiene mucho mejor vida útil en una gran aplicación de tipos de slurry, o cuando el diseño del impulsor hace imposible el uso de una paleta Francis y un recubrimiento de elastómero, cuando éste es requerido. (Weir, 2009)

El número de paletas suele variar entre tres y seis, según sea el tamaño de las partículas del slurry. Los impulsores usados generalmente son del tipo cerrado, que tienen dos placas que cubren los vanos por ambos lados, mientras que un impulsor semi-abierto sólo tiene una placa que cubre los vanos en el lado de la carcasa, pero sólo se usan en algunas aplicaciones especiales. (Weir, 2009)

El desgaste en las paletas depende del tipo de partículas que contiene el slurry. El borde de ataque es impactado principalmente por las partículas gruesas, mientras que las partículas finas y medianas desgastan el resto de la superficie. Para reducir este efecto, se debe tener en cuenta los ángulos de las paletas en la entrada y en la salida. (World Pumps, 1999)

Los impulsores pueden ser de tres tipos:

Los impulsores cerrados se usan principalmente por su alta eficiencia y su baja tendencia al desgaste en la parte interna (Weir, 2009).



Figura 10. Impulsor cerrado.

Nota: Obtenido de Sunrise Foundry (2021)

Los impulsores semi-abiertos, se usan en bombas pequeñas, donde el atascamiento de las partículas podría causar un bloqueo (Weir, 2009).

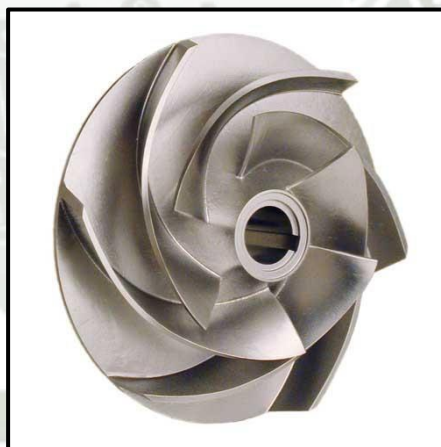


Figura 11. Impulsor semi-abierto.

Nota: Obtenido de Indiamart (2021)

Por último, están los impulsores vórtex, que se usan cuando la posibilidad de que ocurra un atascamiento es mucho mayor que en el caso anterior, además de ser mucho menos agresivos con materiales frágiles y blandos de alta viscosidad, también con materiales fibrosos, aunque su eficiencia notablemente menor. (Metso, 2012)

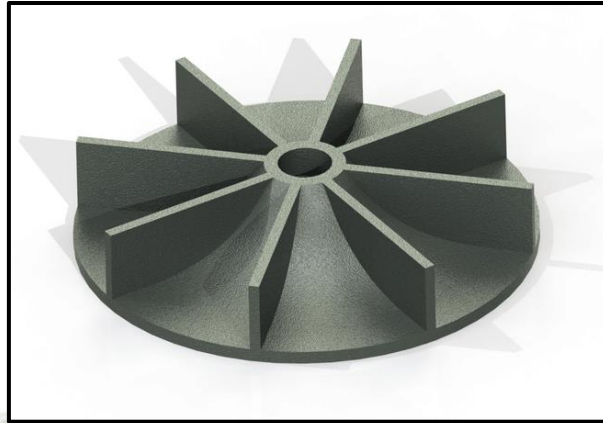


Figura 12. Impulsor Vórtex.

Nota: Obtenido de ResearchGate (2021)

El diámetro del impulsor de la abrasión del slurry, por ejemplo, si se bombea un lodo altamente abrasivo, conviene usar un impulsor grande; debido a que su costo es muy alto, se opera a baja velocidad para prevenir el desgaste, entregando una eficiencia baja pero aceptable. Si el lodo es ligeramente abrasivo, entonces es mejor emplear un impulsor pequeño que funcione a velocidades normales, entregando una alta eficiencia, pero causando un desgaste prematuro en el impulsor, sin embargo, su costo de reemplazo es bajo. (Metso, 2012)

Se recomienda una relación IAR (relación de aspecto del impulsor, por sus siglas en inglés).

$IAR = \text{diámetro del impulsor} / \text{diámetro de entrada}$

Para servicios altamente abrasivos, se recomienda una relación $IAR = 2.5$.

Para servicios abrasivos, $IAR = 2$.

Para servicios medianamente abrasivos, $IAR < 2$. (Metso, 2012)

De manera similar a como ocurre con el diámetro de los impulsores, a diferencia de las bombas para agua, las bombas para slurry cuentan con impulsores mucho más anchos, ya que permiten entregar el mismo caudal que un impulsor delgado girando a menores velocidades, logrando un menor desgaste. (Metso, 2012)

2.15. Carcasa

La carcasa recoge el caudal proveniente de toda la circunferencia del impulsor, convirtiéndolo en un patrón de caudal deseable y dirigiéndolo a la descarga de la bomba; también reduce la velocidad del caudal y convierte su energía cinética en energía de presión. (Weir, 2009)

La mayoría de las carcasas para bombear slurry son más lentas que las usadas para bombear agua, debido a que se busca reducir el desgaste debido una velocidad interna menor. La forma de la carcasa empleada es, generalmente, del tipo semi-voluta o de geometría anular, con una gran holgura en el corte de agua. Las eficiencias de estos tipos de carcasas son menores que la eficiencia de las carcasas tipo voluta, pero asegura un mayor vida útil. (Weir, 2009).

Las carcasas pueden ser también macizas o partidas:

- **Carcasa maciza.** En la mayoría de las bombas se utiliza una carcasa maciza, dado que es un diseño económico en cuanto a su fabricación y no existen motivos para partir la carcasa en dos mitades. En algunos casos de carcasas revestidas con caucho, también se fabrican de una sola pieza, sobretodo en tamaños pequeños. (Metso, 2012)



Figura 13. Carcasa maciza.

Nota: Ausstar (2021)

- **Carcasa partida.** Partir la carcasa eleva el costo de fabricación, sólo se hace cuando es necesario. La ventaja de este tipo de carcasas es que se facilita el

reemplazo de piezas, especialmente en bombas muy grandes revestidas de caucho (Metso, 2012).



Figura 14. Carcasa partida.

Nota: Técnica de Fluidos (2021)

2.16. Protección contra los desgastes

Como se mencionó en las propiedades del slurry, los componentes de un sistema de bombeo están sujetos a la abrasión, corrosión y erosión. En la bomba se presentan estos desgastes de la siguiente manera:

Impulsor. El impulsor sufre desgaste por impacto de ángulo alto en el ojo y en la parte delantera de la paleta (zona A), mientras que la abrasión por lecho deslizante y el impacto de ángulo bajo, ocurren a lo largo de las paletas (zona B) (Metso, 2012).

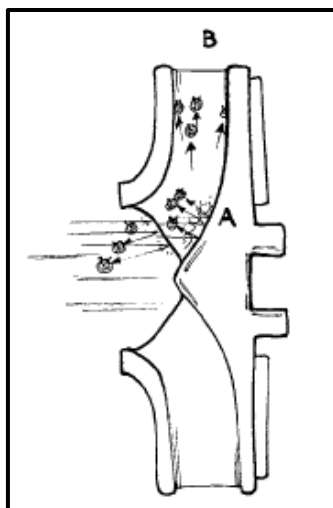


Figura 15. Tipos de desgaste en el impulsor.

Nota: Obtenido de Metso Minerals (2012).

Los forros laterales están sujetos al desgaste de abrasión por lecho deslizante y por trituración del material, entre éstos y el impulsor, es por esto que para el bombeo de slurry se suele emplear holguras mayores, que eviten el desgaste en esta zona aunque pueden reducir la eficiencia de la máquina. (Metso 2012)

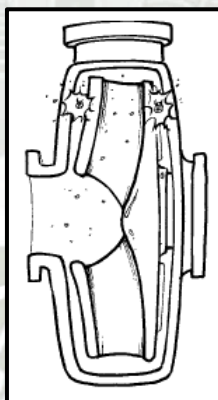


Figura 16. Tipos de desgaste en los forros laterales.

Nota: Obtenido de Metso Minerals (2012).

Carcasa. En la carcasa se da el desgaste de alto impacto corte de agua, mientras que en el resto de la carcasa se produce desgaste por lecho deslizante y de impacto de bajo ángulo (Metso, 2012).

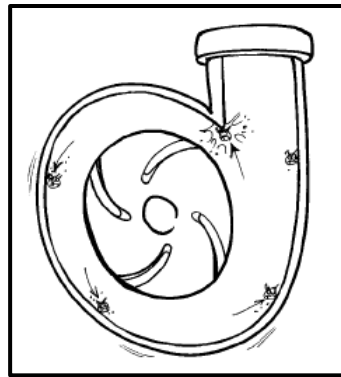


Figura 17. Tipos de desgaste en la carcasa.

Nota: Obtenido de Metso Minerals (2012).

Los materiales de desgaste utilizados se clasifican en dos grandes grupos:

Metálicos. Se emplea cuando el slurry tiene partículas gruesas y afiladas, con diámetro superior a los 8 mm. Los recubrimientos utilizados son hierro cromado y acero al manganeso.

Elastómeros. Son usados cuando el slurry tiene partículas finas, siendo la solución más rentable. El diámetro de los sólidos puede variar entre 5 mm a 8 mm. Si se bombean sólidos de mayores dimensiones o muy afilados, se producen daños en el material de desgaste, principalmente en el impulsor. (Metso 2012)

Los materiales de desgaste se deben elegir buscando el equilibrio entre su costo y la resistencia al desgaste que ofrecen. Se eligen materiales duros para que resistan la acción cortante de los sólidos, o bien, materiales blandos y elásticos que sean capaces de absorber el impacto de las partículas. (Metso 2012)

2.16.1. Sellos

Son los elementos encargados de mantener la estanqueidad al interior de la bomba, tanto para evitar fugas del fluido hacia el exterior y hacia el motor y la parte eléctrica, así como evitar el ingreso de aire en la zona de succión.

Las bombas de slurry sufren los efectos del desgaste que afectan su costo de mantenimiento, confiabilidad y desempeño. El mayor desgaste ocurre en la zona del sello de succión del impulsor. Este sellado se logra usualmente por una pequeña separación entre la nariz del impulsor y la carcasa fija. La holgura del

sello de succión restringe el flujo de alta presión del lado de descarga del impulsor hacia la zona de baja presión en la succión en la entrada del impulsor. Como resultado de la diferencia de presión, se desarrollan altas velocidades en la nariz del sello del impulsor, causando un desgaste más rápido que en las demás partes húmedas en movimiento. De esta manera, los intervalos de mantenimiento se establecen en función del desgaste del sello. Cuando se desgasta el sello aparecen las fugas, causando una reducción en la eficiencia de la bomba. (S. Bross, G. Addie, 2002)

Principalmente se debe sellar el eje, encontrando los siguientes tipos de sellos:

Sellos con descarga. Se introduce un fluido en el sello, generalmente agua limpia, que luego se mezcla con el slurry. Si se tolera una dilución del lodo, entonces se pueden utilizar estos sellos a caudal máximo, introduciendo agua a una razón de entre 10 l/min y 90 l/min. Si la dilución del lodo es un problema secundario, entonces se usan sellos con descarga a caudal mínimo, introduciendo agua a razón de 0.5 l/min y 10 l/min. En cuestión de durabilidad, conviene usar el sello con descarga a caudal máximo, pero no siempre se permite reducir la concentración del slurry. (Metso, 2012)

Sellos sin descarga. Existe dos tipos de sellos, que pueden ser centrífugos o mecánicos. Los centrífugos sólo funcionan cuando opera la bomba y cuando se detiene, el fluido se contiene usando sellos estáticos convencionales. Los sellos mecánicos se utilizan cuando la presión interna de la bomba es muy alta. Estos sellos son lubricados y refrigerados por agua, por lo que deben estar en contacto con ella, y debido a su alta precisión, no pueden ser penetrados por las partículas del lodo, pero sí son muy sensibles a la deflexión del eje y las vibraciones. En el caso de las bombas sumergidas, este tipo de sellos es la única solución posible. Para aplicaciones de bombeo de slurry conviene el uso de sellos mecánicos de carburo de silicio debido a la alta resistencia a la abrasión que ofrecen y, por lo tanto, los largos períodos de mantenimiento. (Metso, 2012)

Las bombas verticales no requieren de elementos de sellado, debido a que el motor y los rodamientos se encuentran alejados del fluido.



Figura 18. Sello mecánico de contacto.

Nota: Obtenido de Lepu Seal (2018)

2.16.2. Ejes y rodamientos

Los ejes transmiten la potencia del motor al impulsor de la bomba y soportan las cargas debido a la flexión provocada por el funcionamiento. La flexión del eje debe ser mínima para reducir las vibraciones y el desgaste en el sello y rodamientos, por lo que el factor de flexión del eje recomendado (SFF, por sus siglas en inglés) que relaciona la longitud en voladizo (L , desde el rodamiento hasta la línea central del impulsor) y el diámetro del eje en la entrada del sello (D), siendo $SFF = L / D$ varía entre 0.2 y 0.75, mientras que para bombas de líquidos limpios el factor varía entre 1 y 5. (Metso, 2012)

Los rodamientos mantienen el eje alineado y soportan las cargas axiales y radiales que se presentan, su vida útil se estima en 40000 horas, sin embargo, este tiempo de servicio puede verse drásticamente disminuido si se contamina el rodamiento con el lodo. Las cargas radiales se presentan con mayor intensidad cuando se bombea bajos caudales a alta presión, mientras que las cargas axiales se presentan cuando se tiene sistemas de bombeo dispuestos en serie y, a partir de la segunda etapa, la presión de entrada es considerablemente mayor, empujando al eje y generando la carga axial. (Metso, 2012)

Se pueden tener dos configuraciones de rodamientos:

Primera configuración. Cuando lo que prima son las cargas radiales, se utiliza un rodamiento simple en el extremo húmedo, que soportará las cargas radiales y un rodamiento cónico doble para soportar las cargas radiales y axiales en el extremo seco. Esta configuración también se utiliza en las bombas verticales. (Metso, 2012)

Segunda configuración. Cuando las cargas axiales son la carga principal, se dispone de dos rodamientos cónicos, uno instalado en el extremo húmedo y otro en el extremo seco, soportando así las cargas axiales y las radiales (Metso, 2012).

2.16.3. Accionamiento de la bomba

Los accionamientos para una bomba pueden ser directos o indirectos.

Accionamiento directo. Viene integrado en el conjunto de la bomba, es empleado tanto en bombas sumergibles como en bombas horizontales y verticales. Si desventaja es que es complicado variar la velocidad de giro de la bomba, ya que es necesario instalar un variador de frecuencia. (Metso, 2012)



Figura 19. Bomba centrífuga de accionamiento directo.

Nota: Sea Ingeniería (2021)

Accionamiento indirecto. Este accionamiento es empleado en la mayoría de las bombas horizontales y verticales, pudiendo ser con transmisión de correas, cajas reductoras o algún otro mecanismo de transmisión de potencia. Su ventaja es que se puede montar motores más baratos y la velocidad se puede variar cambiando la relación en las poleas. (Metso, 2012)



Figura 20. Bomba centrífuga accionada por faja.

Nota: Obtenido de Depo Pump (2021)

En este tipo de accionamiento, se suele emplear una transmisión de correas en V, debido a que ofrece relativa facilidad para cambiar la relación de transmisión cuando es necesario y la pérdida de potencia es baja (menor al 2 %), sin embargo, cuando se tiene una velocidad de giro muy baja en la bomba, como en las bombas de dragado, o cuando la potencia es demasiado alta, se emplea una caja reductora o una correa dentada. (Metso, 2012)

En aplicaciones de sistemas de bombeo en zonas remotas o en casos de emergencia como inundaciones, se utiliza el accionamiento por un motor de combustión, controlando la velocidad de la bomba directamente con la velocidad del motor. (Metso, 2012)

2.17. Clasificación de bombas de slurry.

Las bombas para slurry se pueden clasificar de las siguientes maneras:

2.17.1. Clasificación según el tipo de servicio

Según el tipo de sólidos que transportan, se puede encontrar:

Bombas para lodos: Incluyen el bombeo de barro, arcilla, sedimentos y arena, con un tamaño de sólidos entre 2 micras y 2000 micras (Metso, 2012).

Bombas para arena y gravilla: Se encuentran bombas capaces de impulsar desde arena gruesa hasta piedras lisas y cascajo, con un tamaño de sólidos de 2 – 8 mm (Metso, 2012).

Bombas para gravilla: Capaces de bombear sólidos con un tamaño de hasta 50 mm (Metso, 2012).

Bombas para dragado: Se incluye el bombeo de sólidos con un tamaño superior a los 50 mm, pudiendo llegar, en la práctica, a los 200 mm, incluso hasta los 350 mm (Metso, 2012).

2.4.5.2 Clasificación según el tipo de aplicación:

Bombas para espuma: Son las que impulsan lodos que contienen aire, conteniendo fase sólida, líquida y gaseosa, principalmente para procesos de flotación (Metso, 2012).

Bombas para transporte de carbón: Son bombas utilizadas para transportar carbón en pulpa o carbón en lixiviación (Metso, 2012).

Bombas de sumidero: Son empleadas para desaguar un suelo inundado o para ciertas aplicaciones de dragado, se caracterizan por tener la carcasa sumergida pero el accionamiento sin contacto con el lodo (Metso, 2012).

Bombas sumergibles: Son aquellas que están completamente sumergidas, incluso el accionamiento, que se encuentra debidamente sellado para evitar daños al mismo (Metso, 2012).

2.4.5.3 Clasificación según el tipo de instalación:

Instalación en seco: Son las que mantienen la bomba y el accionamiento aislados del contacto con el lodo, el mismo que circula sólo por el interior de la bomba. Se puede utilizar esta instalación con bombas verticales y horizontales (Metso, 2012).

Instalación semi-seca: Se utiliza para algunas aplicaciones de dragado y de sumidero, en que la bomba se encuentra sumergida y no el accionamiento. Igual que en el caso anterior, se puede utilizar una instalación vertical u horizontal (Metso, 2012).

Instalación húmeda: Se utiliza en algunos casos de bombas de sumidero en los que el nivel del lodo es muy variable, pudiendo superar en algunos casos la altura del accionamiento. Para estos casos, es necesario el empleo de sellos especiales, debido a que el accionamiento y la bomba se encuentran completamente sumergidos. (Metso, 2012)

2.18. Los agitadores para Slurry

Los agitadores para slurry tienen la función de mantener en suspensión a los sólidos, evitando que se depositen en el fondo, lo que causaría un atascamiento de las tuberías y, dependiendo de la densidad de los sólidos, evitar que floten, causando que se bombee sólo líquido y no sólidos. Los agitadores pueden ser de diferentes tipos: de hélice, de paletas o de turbina.

2.18.1. Agitadores de hélice

Este tipo de agitadores utiliza perfiles similares a las hélices para impulsar botes, hélices marinas, que empujan el lodo en dirección axial, haciendo que éste choque contra el fondo y se conduzca por las paredes hacia arriba, repitiendo el ciclo y

manteniendo los sólidos siempre en suspensión. Si los depósitos son suficientemente altos, se puede instalar más de una hélice a lo largo del eje, haciendo que el mezclado del lodo sea más efectivo. Se recomienda su uso cuando el lodo tiene una viscosidad relativamente baja.



Figura 21. Agitador de hélice.

Nota: Obtenido de Timsa (2021)

2.18.2. Agitadores de paletas.

Estos agitadores se componen de paletas que van montadas de manera radial. No tienen muy buena capacidad de mezcla del lodo, pero sí evitan que el lodo se acumule en el fondo, debido a que estos agitadores son montados cerca de la superficie inferior. El flujo que producen es radial y tangente, no axial, razón por la que sus velocidades de giro son bajas. Para evitar que el lodo gire en conjunto junto con las paletas, se acompaña su instalación con deflectores alrededor del tanque, desviando el flujo hacia arriba o en otra dirección. Además de este agitador, se suele montar también uno de hélice, que asegure el movimiento axial.



Figura 22. Agitador de paletas.

Nota: Obtenido de Timsa (2021)

2.18.3. Agitadores de turbina

Este tipo de agitadores son similares a los agitadores de paletas, con la diferencia de que giran a velocidades mucho más altas. Se pueden emplear en una gran gama de viscosidades, si se usan viscosidades de lodo bajas, entonces se generarán corrientes de muy alta velocidad que recorren todo el tanque y eliminan las zonas de estancamiento del fluido mientras que, si se encuentra un lodo con viscosidad alta, las corrientes serán más lentas y, posiblemente, se necesita un mayor número de turbinas para eliminar el estancamiento del lodo.



Figura 23. Agitador de turbina.

Nota: Obtenido de Timsa (2021)

2.19. Vibraciones mecánicas

Cualquier movimiento que se repite después de un intervalo de tiempo se llama vibración u oscilación. El vaivén de un péndulo y el movimiento de una cuerda pulsada son ejemplos comunes de vibración. La teoría de la vibración tiene que ver con el estudio de los movimientos oscilatorios de los cuerpos y las fuerzas asociadas con ellos. (S. So Rao, 2012)

La vibración es el movimiento periódico de un cuerpo o sistema de cuerpos conectados que han sido desplazados respecto de una posición de equilibrio y luego se suelta. La vibración puede ser libre o forzada. (Hibbeler R. 2010).

La vibración libre ocurre cuando el movimiento se mantiene por fuerzas gravitacionales o por fuerzas elásticas, como ocurre en el movimiento de un péndulo, debido a la gravedad, o como el movimiento oscilatorio de una barra elástica o un resorte, debido a la elasticidad del elemento. (Hibbeler R. 2010)

La vibración forzada ocurre cuando existe una fuerza externa periódica o intermitente que es aplicada al sistema, como puede ocurrir en el funcionamiento de un motor eléctrico o de combustión interna, lo que provocará una aceleración en el cuerpo o en el sistema. Toda máquina que se encuentre en rotación provocará una vibración, en mayor o menor medida, dependiendo de qué tan bien se haya balanceado y de la velocidad de rotación de la misma. (Hibbeler R. 2010)

Ambos tipos de vibración pueden ser amortiguados o no amortiguados, sin embargo, sólo en la teoría se puede considerar un sistema no amortiguado (que puede continuar oscilando por un tiempo indefinido), debido a que en el cálculo se omiten las pérdidas de energía ya sea por el rozamiento de los componentes en movimiento con los de soporte o por las pérdidas internas de energía de los elementos de suspensión cuando están soportando las cargas en movimiento por lo que, a la larga, siempre serán sistemas amortiguados aunque no se calculen como tal.

Las vibraciones tienen que ser siempre controladas y monitoreadas, para evitar daños tanto en las máquinas en rotación, como en los elementos que las soportan, evitando que el sistema entre en resonancia y, sobretodo, que funcione en una frecuencia que pueda provocarla. En algunos montajes ocurre que, al encender o al apagar una máquina rotativa, el sistema entra en resonancia, hasta que alcanza su velocidad de operación, provocando que se aflojen tornillos o que se rompan los soportes debido a la fuerza cíclica que experimentan producto de la vibración.

Por lo general, un sistema vibratorio incluye un medio para almacenar energía potencial (resorte o elasticidad), un medio para conservar la energía cinética (masa o inercia) y un medio por el cual la energía se pierde gradualmente (amortiguador). La vibración de un sistema implica la transformación de su energía potencial en energía cinética y de ésta en energía potencial, de manera alterna. Si el sistema se amortigua, una parte de su energía se disipa en cada ciclo de vibración y se le debe reemplazar por una fuente externa para que se mantenga un estado de vibración estable. (So Rao S. 2012)

2.19.1. Vibración libre no amortiguada

Se dice que un sistema experimenta vibración libre cuando oscila sólo debido a una perturbación inicial sin que más adelante actúen fuerzas externas. Algunos ejemplos son las oscilaciones del péndulo de los relojes antiguos, el movimiento oscilatorio vertical percibido por un ciclista luego de pasar por un tope y el movimiento de un niño en un columpio después de un empujón inicial. (So Rao S. 2012)

Es el tipo más simple de movimiento vibratorio, que se representa por el modelo de bloque y resorte. El movimiento ocurre cuando el bloque se suelta desde una posición desplazada x de modo que el resorte ejerce una fuerza sobre el bloque, el mismo que empezará a acelerar, alcanzando una velocidad máxima cuando se encuentre en su posición de equilibrio $x = 0$, pasando de largo para luego volver a pasar por el mismo punto en sentido contrario, y así repetidas veces, siempre que la superficie de soporte esté lisa, si el sistema es de forma horizontal, o el bloque se encuentre suspendido de manera vertical. (Hibbeler R. 2010)

Como no hay elemento alguno que disipe la energía durante el movimiento de la masa, la amplitud del movimiento permanece constante con el tiempo; es un sistema no amortiguado. En la práctica, excepto en el vacío, la amplitud de vibración libre se reduce gradualmente al paso del tiempo por la resistencia ofrecida por el medio circundante, que es el aire. Se dice que tales vibraciones son amortiguadas. (So Rao S. 2012)

La trayectoria del movimiento dependiente del tiempo del bloque puede determinarse con la ecuación de movimiento al bloque cuando está en la posición desplazada x . Según el diagrama de cuerpo libre, la fuerza de restauración elástica $F = kx$ siempre está dirigida hacia la posición de equilibrio, mientras que se supone que la aceleración a actúe en la dirección del desplazamiento positivo. Como $a = d^2x/dt^2 = \ddot{x}$, se tiene, aplicando la segunda ley de Newton, en el sentido del movimiento que $-kx = m\ddot{x}$. Entonces, la aceleración resulta ser proporcional al desplazamiento del bloque. El movimiento descrito de esta manera se llama movimiento armónico simple, y llevando la misma ecuación a una “forma estándar”, se tiene. (Hibbeler R. 2010)

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \quad (1-1)$$

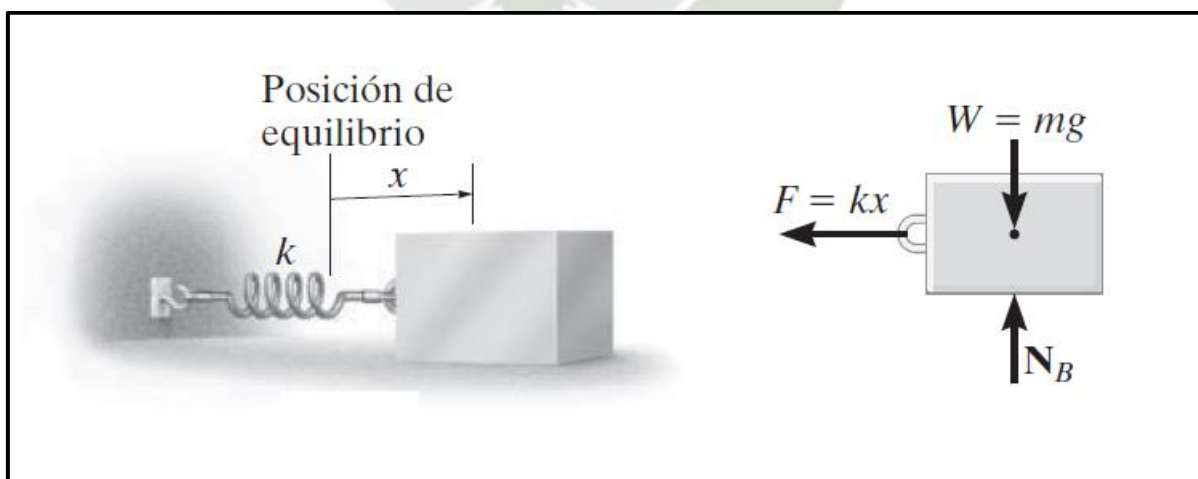


Figura 24. Vibración libre no amortiguada.

Nota: Obtenido de Hibbeler (2010).

La constante ω_n se llama frecuencia natural y depende de la constante de rigidez del resorte y de la masa del cuerpo:

$$\omega_n = \left(\frac{k}{m}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (1-2)$$

La ecuación 1-1 también puede obtenerse si se considera que el bloque está colgado de modo que el desplazamiento y es medido a partir de la posición de equilibrio del bloque. Cuando el bloque está en equilibrio, el resorte ejerce sobre el bloque una fuerza dirigida hacia arriba de $F = W = mg$. Por consiguiente, cuando el bloque se desplaza una distancia y hacia abajo de esta posición, la magnitud de la fuerza del resorte es $F = W + ky$. Aplicando la segunda ley de Newton en la dirección del movimiento, se obtiene que $-W - ky + W = m\ddot{y}$. Ordenando esta ecuación y llevándola a la forma estándar, queda algo similar a la ecuación 1-1, $\ddot{y} + \omega_n^2 y = 0$, pero en el fondo es la misma ecuación. (Hibbeler R. 2010)

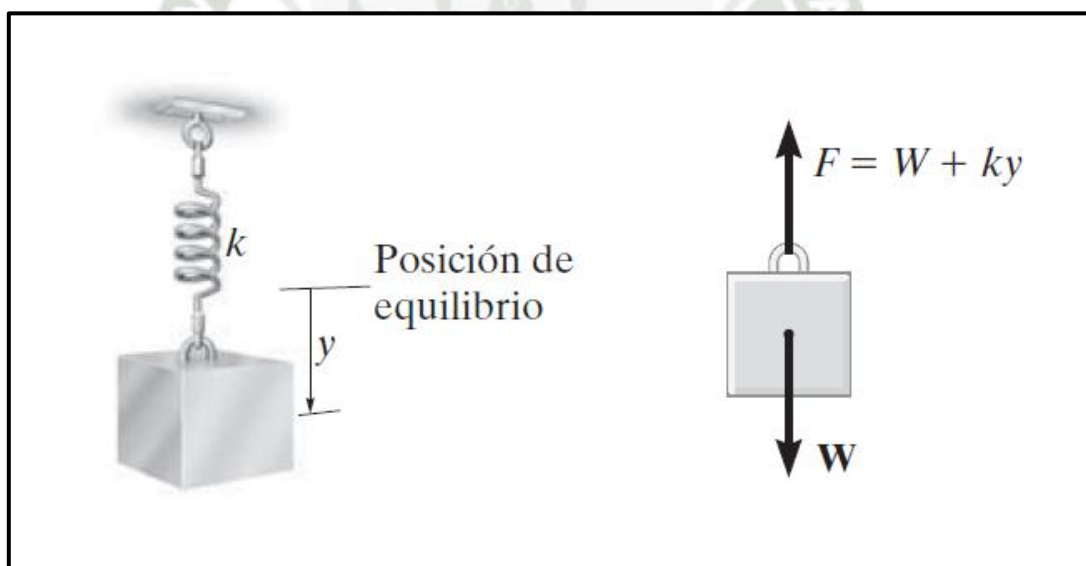


Figura 25. Vibración libre no amortiguada (vertical).

Nota: Obtenido de Hibbeler (2010).

La ecuación 1-1 es una ecuación diferencial de segundo grado homogénea con coeficientes constantes, que tiene como solución lo siguiente:

$$x = A \text{sen}(\omega_n t) + B \text{cos}(\omega_n t) \quad (1-3)$$

A y B son dos constantes de integración y la velocidad y aceleración se determinan por el cálculo de derivadas con respecto al tiempo de manera sucesiva, resultando:

$$v = A \omega_n \cos(\omega_n t) - B \omega_n \sin(\omega_n t) \quad (1-4)$$

$$a = -A \omega_n^2 \sin(\omega_n t) - B \omega_n^2 \cos(\omega_n t) \quad (1-5)$$

Las constantes de integración de la ecuación 1-3 se determinan a partir de las condiciones iniciales del problema. Si se asume un desplazamiento y una velocidad iniciales positivos, entonces se puede asumir lo siguiente:

$$x = \frac{v_1}{\omega_n} \sin(\omega_n t) + x_1 \cos(\omega_n t) \quad (1-6)$$

La ecuación 1-3 también puede expresarse en función de un movimiento senoidal simple, siendo:

$$A = C \cos(\Phi) \quad (1-7)$$

$$B = C \sin(\Phi) \quad (1-8)$$

Donde C y Φ son constantes nuevas que se determinan en lugar de A y B . Sustituyendo las ecuaciones 1-7 y 1-8 en la ecuación 1-3, obtenemos:

$$x = C \cos(\Phi) \sin(\omega_n t) + C \sin(\Phi) \cos(\omega_n t) = x = C \sin(\omega_n t + \Phi) \quad (1-9)$$

Si la ecuación 1-9 se traza sobre un eje x vs $\omega_n t$, se muestra:

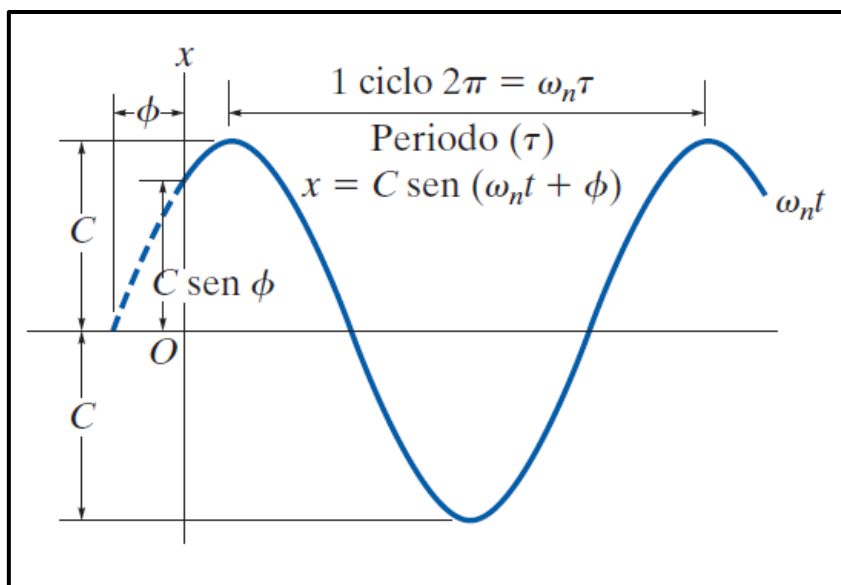


Figura 26. Gráfica de la función desplazamiento.

Nota: Obtenido de Hibbeler (2010).

El desplazamiento máximo del bloque desde su posición de equilibrio se define como la amplitud de vibración C y el ángulo Φ se llama ángulo de fase, puesto que representa la cantidad en la que la curva está desplazada del origen cuando $t = 0$. Se puede relacionar estas dos constantes con A y B por medio de las ecuaciones 1-7 y 1-8. (Hibbeler R. 2010).

$$C = (A^2 + B^2)^{\frac{1}{2}} \tag{1-10}$$

$$\Phi = \tan^{-1} \left(\frac{B}{A} \right) \tag{1-11}$$

La curva seno de la ecuación 1-9 completa un ciclo en el tiempo $t = T$ cuando $\omega_n T = 2\pi$ o:

$$T = \frac{2\pi}{\omega_n} \tag{1-12}$$

Este intervalo se llama período, que también puede representarse de la siguiente manera:

$$T = 2\pi \left(\frac{m}{k} \right)^{\frac{1}{2}} \tag{1-13}$$

Finalmente, la frecuencia f se define como el número de ciclos completados por unidad de tiempo, lo cual es el recíproco del período:

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (1-14)$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \left(\frac{k}{m} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (1-15)$$

La frecuencia se expresa en ciclos/s o Hertz (Hz), donde $1 \text{ Hz} = 1 \text{ ciclo/s} = 2\pi \text{ rad/s}$. Cuando un cuerpo o sistema de cuerpos conectados experimenta un desplazamiento inicial a partir de su posición de equilibrio y se deja libre, vibrará con una frecuencia natural, ω_n , siempre que el sistema tenga un grado de libertades decir, que se requiera sólo una coordenada para especificar por completo la posición del sistema en cualquier momento, entonces el movimiento vibratorio tendrá las mismas características que el movimiento armónico simple del bloque y resorte. En consecuencia, una ecuación diferencial de la misma “forma estándar” que la ecuación 1-1 describe el movimiento. (Hibbeler R. 2010)

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \quad (1-16)$$

Si se conoce la frecuencia natural ω_n , el período de vibración T , la frecuencia f y otras características de vibración pueden establecerse con las ecuaciones 1-3 a 1-15.

2.19.2. Vibración forzada no amortiguada

Si un sistema se somete a una fuerza externa (a menudo una fuerza repetitiva), la vibración resultante se conoce como vibración forzada. La oscilación que aparece en motores de combustión es un ejemplo. Si la frecuencia de la fuerza externa coincide con una de las frecuencias naturales del sistema, ocurre una condición conocida como resonancia, y el sistema sufre oscilaciones peligrosamente grandes. Las fallas de estructuras como edificios, puentes, turbinas y alas de avión se han asociado a la ocurrencia de resonancia. (So Rao S. 2012)

Este tipo de vibración es considerado uno de los tipos más importantes en el campo de la ingeniería, debido a que su principio puede ser utilizado para describir el movimiento de muchos tipos de máquinas y estructuras, como las zarandas y las estructuras que las soportan, o una compactadora neumática. (Hibbeler R. 2010)

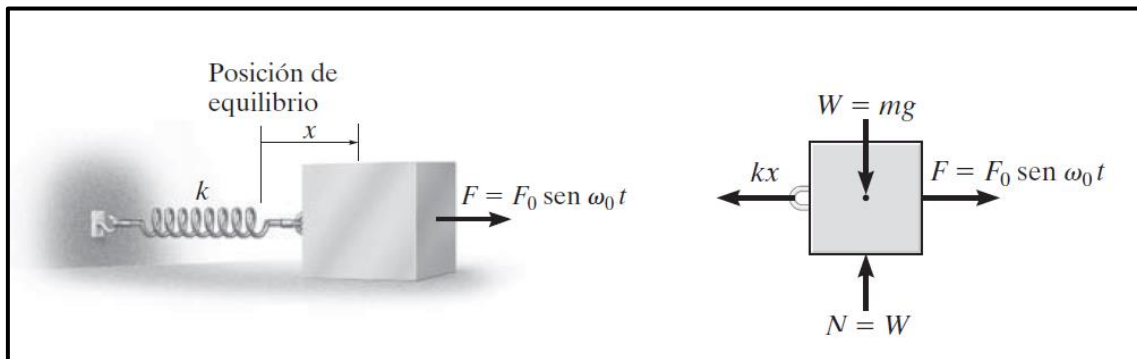


Figura 27. Vibración forzada no amortiguada.

Nota: Obtenido de Hibbeler (2010).

El bloque y el resorte constituyen un modelo conveniente para representar las características vibratorias de un sistema sometido a una fuerza periódica $F = F_0 \text{ sen } (\omega_0 t)$. Esta fuerza tiene una amplitud F_0 y una frecuencia forzada ω_0 . Aplicando la segunda ley de Newton en la dirección del movimiento, se tiene que:

$$F_0 \text{ sen } (\omega_0 t) - kx = m\ddot{x} \quad (1-17)$$

Y si se lleva a la forma estándar, entonces tenemos: (Hibbeler R. 2010).

$$\ddot{x} + \frac{k}{m}x = \frac{F_0}{m}\text{sen}(\omega_0 t) \quad (1-18)$$

Esta ecuación es una ecuación diferencial de segundo grado no homogénea y su solución consta de una solución complementaria, x_c , y una solución particular, x_p . La solución complementaria se determina al igualar el término del lado derecho de la ecuación 1-18 a cero y resolver la ecuación homogénea resultante, siendo igual a la ecuación 1-9. (Hibbeler R. 2010)

$$x_c = C \operatorname{sen}(W_n t + \Phi) \quad (1-19)$$

Como el movimiento es periódico, la solución particular de la ecuación 1-18 puede determinarse si se supone la siguiente solución:

$$x_p = X \operatorname{sen}(W_0 t) \quad (1-20)$$

X es una constante que se calcula derivando dos veces la ecuación 1-20 respecto del tiempo y reemplazando ese resultado en la ecuación 1-18, y luego, factorizando $\operatorname{sen}(W_0 t)$ y despejando X , se obtiene: (Hibbeler R. 2010).

$$X = \frac{\frac{F_0}{m}}{\left(\frac{k}{m}\right) - W_0^2} = \frac{\frac{F_0}{k}}{1 - \left(\frac{W_0}{W_n}\right)^2} \quad (1-21)$$

Ahora, reemplazando X en la ecuación 1-20, obtendremos:

$$X p = \frac{\frac{F_0}{k}}{1 - \left(\frac{W_0}{W_n}\right)^2} \operatorname{sen}(W_0 t) \quad (1-22)$$

La solución general es la suma de la solución particular y la complementaria:

$$x = x_c + x_p = C \operatorname{sen}(W_n t + \Phi) + \frac{\frac{F_0}{k}}{1 - \left(\frac{W_0}{W_n}\right)^2} \operatorname{sen}(W_0 t) \quad (1-23)$$

La solución complementaria x_c define la vibración libre, la cual depende de la frecuencia natural W_n y las constante C y Φ , mientras que la solución particular describe la vibración forzada del bloque provocada por la fuerza aplicada $F = F_0 \operatorname{sen}(W_0 t)$. Como todos los sistemas vibratorios se someten a fricción o a pérdidas de energía inevitables, la vibración libre, x_c , se amortiguará con el paso del tiempo, por lo que la vibración libre se conoce como transitoria y la vibración forzada se conoce como de estado continuo, debido a que es la única vibración que permanece. (Hibbeler R. 2010)

Según la ecuación 1-21, la amplitud de la vibración forzada depende de la relación de frecuencias ω_0/ω_n . Si el factor de amplificación MF se define como la relación de la amplitud de la vibración forzada, X , a la deflexión estática F_0/k , producida por la amplitud de la fuerza periódica F_0 , entonces, según la ecuación 1-21, el factor de amplificación será. (Hibbeler R. 2010)

$$MF = \frac{X}{\left(\frac{F_0}{k}\right)} = \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega_0}{\omega_n}\right)^2} \quad (1-24)$$

Al graficar esta ecuación, se puede ver que si la fuerza de excitación, F , tiene una frecuencia próxima a la frecuencia natural del sistema, es decir, $\omega_0/\omega_n \approx 1$, la amplitud de vibración del bloque llega a ser extremadamente grande. Esto ocurre porque la fuerza F se aplica al bloque de modo que siempre siga el movimiento de éste. Esta condición se llama resonancia, induciendo a grandes esfuerzos y, por consiguiente, a una falla rápida y, en algunos casos, inevitable. (Hibbeler R. 2010)

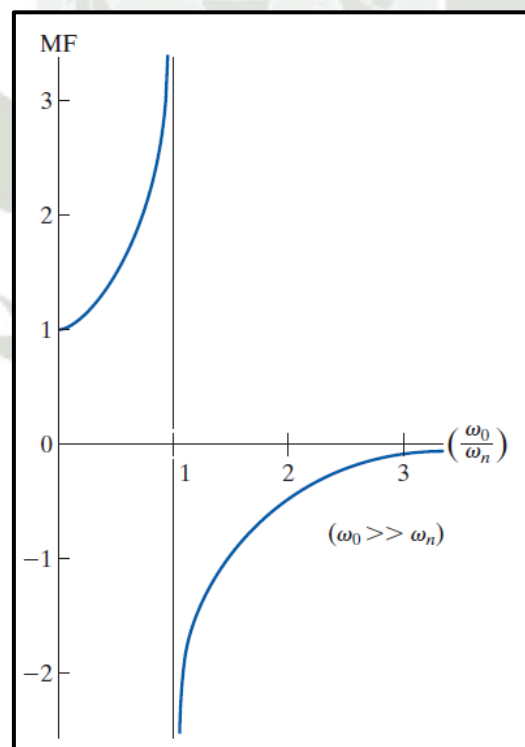


Figura 28. Factor de amplificación (MF).

Nota: Obtenido de Hibbeler (2010).

En Estados Unidos se construyó un puente colgante de Tacoma Narrows, en el que no se consideraron los principios de la vibración forzada en su diseño y se

priorizó la esbeltez del puente, sin embargo, cuando cambió su altura sobre el suelo, cambió también la frecuencia de la fuerza del viento que soplaba sobre él, la misma que coincidió con la frecuencia natural de vibración del puente, por lo que entró en resonancia y terminó por colapsar. Años más tarde, se volvió a construir el puente, haciéndolo menos esbelto y más aerodinámico, considerando, además, el efecto del viento y de la vibración que su fuerza provoca. (Hibbeler R. 2010)

La vibración forzada no amortiguada, también puede originarse por la excitación periódica del soporte de un sistema:

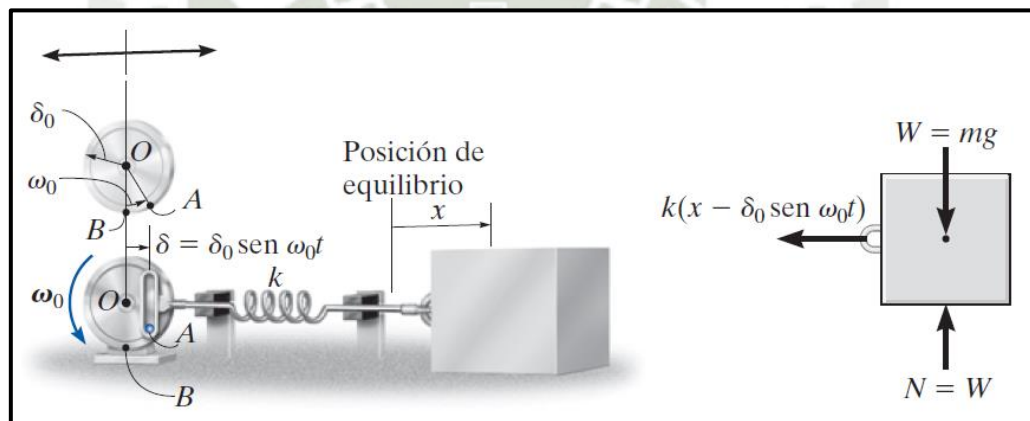


Figura 29. Vibración forzada no amortiguada (desplazamiento del soporte).

Nota: Obtenido de Hibbeler (2010).

El modelo de la figura representa la vibración periódica de un bloque provocada por movimiento armónico $\delta = \delta_0 \text{sen}(\omega_0 t)$ del soporte. Según como se mide el desplazamiento δ , la deformación general del resorte resulta ser $(x - \delta_0 \text{sen}(\omega_0 t))$ y, aplicando la segunda ley de Newton en la dirección del movimiento, se tiene que $-k(x - \delta_0 \text{sen}(\omega_0 t)) = m\ddot{x}$, o si se lleva a la forma estándar, tendremos. (Hibbeler R. 2010)

$$\ddot{x} + \left(\frac{k}{M}\right)x = \frac{k\delta_0}{m} \text{sen}(\omega_0 t) \quad (1-25)$$

La ecuación 1-25 es igual a la ecuación 1-18, siempre que F_0 sea reemplazado por $k\delta_0$. Si esta sustitución se hace en las soluciones definidas por las ecuaciones 1-21 a

1-23, los resultados son apropiados para describir el movimiento del bloque cuando se somete al desplazamiento del soporte $\delta = \delta_0 \text{ sen } (G\mathcal{D}ot)$. (Hibbeler R. 2010)

2.20. Suspensión y amortiguamiento de las vibraciones mecánicas

La suspensión de las masas puede realizarse instalando resortes o elementos elásticos en los soportes de los componentes que lo requieren y, según la cantidad de estos y/o de su constante de rigidez, se podrá conseguir la constante k deseada para mantener la frecuencia natural lo suficientemente alejada de la frecuencia de excitación, evitando así la resonancia, de ser posible, en cualquier rango de funcionamiento.

Los amortiguadores viscosos, o de fricción, también se instalan en los soportes de las máquinas, de manera que frenen las oscilaciones provocadas por su funcionamiento y estabilicen el movimiento. Aun estando instalados estos componentes, tienen que ser calculados correctamente para evitar una operación cercana a la resonancia, lo que dañaría indefectiblemente los soportes. Según la constante de amortiguamiento requerida, se elegirá uno o más amortiguadores para conseguir el movimiento deseado.

El amortiguamiento puede ser viscoso, si el sistema mecánico vibra en un medio fluido como aire, gas, agua o aceite, haciendo que la resistencia ofrecida por el fluido en el cuerpo en movimiento sea quien disipe la energía. Puede darse el amortiguamiento por la fricción, dándose una fuerza de magnitud constante, pero de sentido siempre opuesto al movimiento del cuerpo. Por último, se conoce también el amortiguamiento debido a un material sólido histerético, que ofrecerá un efecto de disipación de energía debido al deslizamiento interno de sus partículas. (So Rao S., 2012)

La vibración mecánica, libre o inducida, es causada por el movimiento recíproco o rotativo de los componentes en movimiento de las máquinas, la cual debe ser aislada para evitar o disminuir su transmisión a la estructura. La vibración muchas veces se percibe como ruido y, en edificios de vivienda o incluso en ambientes industriales, éste debe ser controlado para mantener un ambiente saludable.

En una bomba, no sólo se debe aislar la base, sino también, de ser el caso, la conexión con el motor eléctrico y es necesario instalar también tubos flexibles tanto a la entrada como a la salida de la misma, para que la vibración no sea transmitida hacia y desde otros componentes del sistema.

Para una potencia de la bomba de 2 HP, se permite utilizar suspensión de neopreno o fibra de vidrio ASHRAE tipo 2, sobre la que se montan la base de la bomba y el motor eléctrico.

Los amortiguadores de neopreno se conforman de una sola pieza de neopreno moldeado que en algunos casos tiene insertos de metal, con aplicaciones para bombas pequeñas y ventiladores, con una capacidad de soportar masas de alrededor de 25 kg a 1800 kg, con deflexiones de 3 mm a 13 mm (Kinetics Noise, 2015).



Figura 30. Amortiguadores de neopreno.

Nota: Obtenido de Kinetics Noise Control Inc (2015).

Los amortiguadores de fibra de vidrio están compuestos de un bloque de aislamiento de fibra de vidrio inorgánica forrado de neopreno y atornillado a una placa de metal base y otra de transferencia de energía, para evitar el contacto de metal con metal. Se recomienda su aplicación para motores de alta velocidad y ventiladores para ductos de ventilación en el techo. Pueden soportar masas de 18 kg a 400 kg, con deflexiones de entre 4 mm y 18 mm. (Kinetics Noise, 2015)



Figura 31. Amortiguadores de fibra de vidrio.

Nota: Obtenido de Kinetics Noise Control Inc. (2015).

2.21. Vibraciones mecánicas en motores eléctricos

Las vibraciones en los motores eléctricos pueden ser de origen mecánico o de origen eléctrico, pudiendo ser por desbalance de masas en el rotor, eje o polea doblados, ejes desalineados, rodamientos gastados, defectos en la fuente de alimentación, daños en el aislamiento interno que provoca pequeñas fugas de corriente e impulsos discontinuos en el estator, campo magnético no constante o excéntrico, principalmente.

Para solucionar las vibraciones de origen mecánico, se recurre al alineamiento del rotor y el estator, manteniendo la distancia entre ellos constante, al balanceo de masas de las partes en movimiento, o al cambio de rodamientos, mientras que para las vibraciones de origen eléctrico se recurre a realizar un diagnóstico del motor para determinar si el daño es del rotor, del estator, del aislamiento o incluso de la fuente de alimentación, para luego realizar las correcciones necesarias y asegurar un funcionamiento uniforme del motor.

2.22. Vibraciones mecánicas en bombas centrífugas

En las bombas centrífugas, la vibración puede provenir de diferentes fuentes y deben ser controladas para evitar pérdidas de energía y daños a la misma.

Las fuentes pueden ser mecánicas o hidráulicas, siendo por desalineación del eje del impulsor, dobladura del mismo eje, rodamientos dañados, impulsor desbalanceado, operación lejos del punto de máxima eficiencia, cavitación, principalmente.

Para solucionar las vibraciones de origen mecánico se puede recurrir a un alineamiento del eje del motor con el de la bomba, además de instalar una unión flexible que amortigüe el desalineamiento menor y las vibraciones del motor eléctrico, también se puede cambiar los rodamientos que pueden dañarse por el ingreso de agua o partículas abrasivas, cuando se bombean lodos, balancear el impulsor o cambiarlo y verificar si el eje no se encuentra doblado.

En cuanto a las vibraciones de origen hidráulico, se debe buscar operar en el punto de máxima eficiencia de la bomba, ya que si se trabaja con una presión mayor a la indicada por el punto de máxima eficiencia se producirá deslizamiento y recirculación del fluido, dañando la carcasa por el impacto de las partículas con ésta y si se opera con un caudal mayor al recomendado, se produce turbulencia en la salida, entorpeciendo el flujo y dando lugar a pérdidas de energía en el mismo además de provocar daños en el impulsor. También se debe analizar muy concienzudamente la altura de succión para evitar la cavitación, que además de dañar la bomba provocando un desgaste acelerado, genera vibraciones que hacen perder energía al fluido.

La vibración provocada por un fluido alrededor de un cuerpo se conoce como vibración inducida por flujo. Esto sucede cuando el fluido se mueve alrededor de los cuerpos como al interior de los mismos. La fuente de estas vibraciones proviene de las fuerzas de levantamiento y de resistencia que el fluido genera al desplazarse y entrar en contacto con las superficies. (So Rao S. 2012)

En bombas centrífugas y en otras turbomáquinas, la cavitación es una de las principales fuentes de vibración producida por el fluido, produciendo inestabilidad en el flujo, reducción de la vida útil, pérdida de eficiencia y daño por erosión en las superficies en contacto con el fluido. Sin embargo, es gracias a la vibración producida por la cavitación que es posible conocer los puntos donde ésta se forma con mayor precisión, permitiendo rangos más ajustados de funcionamiento siempre y cuando se coloque los sensores tan cerca al impulsor como sea posible. (J. Lu, S. Yuan, 2017)

El campo de flujo en una bomba centrífuga tiene un gran efecto en la energía de vibración. Los parámetros geométricos del impulsor, incluyendo el borde de ataque de las paletas, la cantidad de paletas, el ángulo de entrada de las paletas, el diámetro del impulsor, afectan el rendimiento y las vibraciones en la bomba. Es bien conocido que la estructura del flujo en la salida de las paletas muestra un patrón típico de separación de flujo y los sorprendentes efectos entre la separación de flujo y la lengua de la voluta es el principal factor que causa la inestabilidad en la interacción rotor-estator. Cuando la bomba centrífuga opera fuera de sus condiciones de diseño, la separación de flujo fácilmente puede causar cambios en las características de vibración de la bomba. Asimismo, los parámetros de la voluta tienen un gran impacto en el campo de flujo descargado del impulsor, ya que la magnitud de la vibración incrementa rápidamente cuando el ángulo de salida del flujo a la salida del impulsor no encaja con la geometría de la voluta. (Zhang N. Yang M. 2014)

Al cerrar demasiado la holgura entre el impulsor y la lengua de la voluta, se incrementa la interacción entre el flujo, el impulsor y la voluta, siendo esta interacción la que juega el rol principal en la generación de baja frecuencia en las bombas centrífugas. Para reducir estas vibraciones, los estudios se han dirigido principalmente hacia los parámetros del rotor y muy rara vez a la forma del estator. (Zhang N. Yang M. 2014)

En bombas de potencias mayores a los 5 kW, no se permite el anclaje directamente a la base de concreto, sino que se debe considerar un aislamiento de por lo menos el 95 %, de manera que las vibraciones se mantengan en rangos especialmente bajos

cuando se acercan a la frecuencia natural durante los arranques y desconexiones de la máquina. (Trombik P. Fleischer P. 2015)

2.23. Acoplamiento flexible para transmisión de potencia

En un gran número de montajes mecánicos se presenta el problema de la transmisión del movimiento entre los ejes de las máquinas. El acoplamiento es la forma más sencilla de conseguir esta transmisión ya que opera uniendo los extremos de dichos ejes, transmitiendo de esta forma la rotación del uno al otro. De una buena resolución de dicha transmisión dependen el correcto funcionamiento de las máquinas acopladas, así como su vida útil. (Disai Automatic Systems, 2020)

2.24. Selección de los acoples flexibles

Para la selección del acoplamiento adecuado debe considerarse factores como el costo, el espacio de montaje, la duración prevista, y las prestaciones de transmisión que deben satisfacer los siguientes requerimientos (Disai Automatic Systems, 2020).

2.24.1. Absorción de desalineamiento y carga sobre los ejes

Debido a errores inherentes a todo montaje mecánico, los ejes a unir mantendrán unas diferencias posicionales o desalineaciones que dificultan la transmisión del movimiento, estas desalineaciones pueden ser axiales, radiales o angulares (Disai Automatic Systems, 2020).

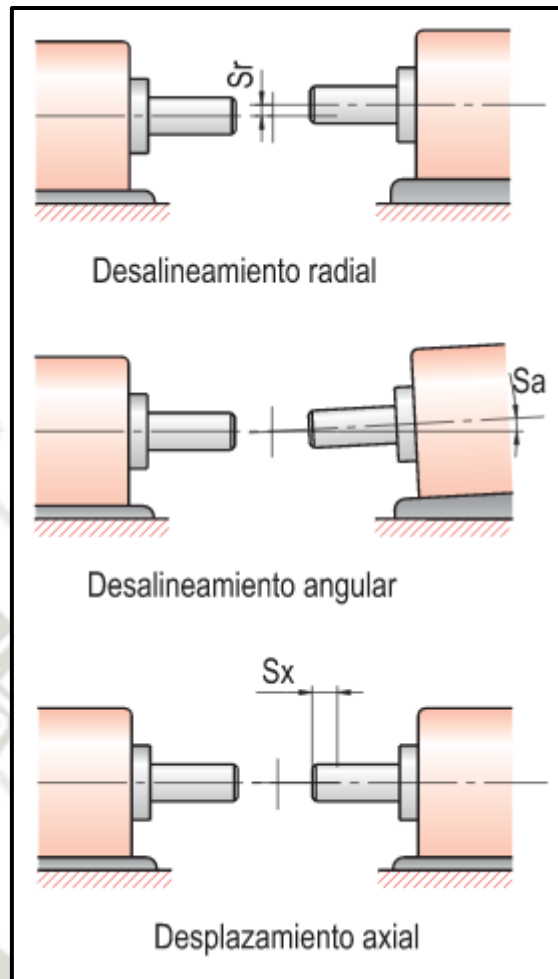


Figura 32. Tipos de desalineamiento.

Nota: Obtenido de Disai Automatic Systems. (2020).

En todos los casos, el sistema de acoplamiento utilizado para la transmisión deberá ser capaz de absorber todos los tipos de desalineamiento, evitando los efectos nocivos de cargas sobre los ejes, rodamientos, apoyos y bastidores. Las desalineaciones también provocan fatiga y desgaste, en el acoplamiento, por lo tanto, al escogerlo deberá tenerse en cuenta la velocidad de rotación y disminuir tanto como sea posible el desalineamiento. (Disai Automatic Systems, 2020)

2.24.2. Parámetros para la selección de acoplamientos flexibles

Para la selección de acoplamientos flexibles se debe tener en cuenta factores como las condiciones medioambientales, la accesibilidad a la máquina y el espacio disponible alrededor de ésta y las condiciones de operación, así como las absorciones de vibración y desalineamientos deseadas.

El dato de entrada del acoplamiento flexible es el par, siendo la fórmula presentada de la siguiente manera:

$$M = \frac{N}{n * 0.9549 * k} \quad (1-26)$$

Donde:

M es el par nominal en N*m.

N es la potencia motriz en W.

n es la velocidad mínima de los ejes en rpm.

k es el coeficiente multiplicador.

(*Acoplamientos Flexibles UNE. (2020). Instrucciones de selección de acoplamiento. Gipuzkoa, España. <https://eganagroup.com/une/acoplamientos-flexibles/uneflex/seleccion-acoplamiento/>*)

Para obtener el factor *k* de este cálculo, se sigue las siguientes pautas:

Tipo 1: Máquinas de carga constante:

Generadores, transportadores de banda, elevadores pequeños de hasta seis arranques por hora, ventiladores pequeños, bombas centrífugas pequeñas.

Tipo 2: Máquinas de carga variable:

Montacargas, generadores, cabestrantes, elevadores de hasta 120 arranques por hora, transmisiones, ventiladores, bombas centrífugas, compresores.

Tipo 3: Máquinas medias y pesadas:

Montacargas pesados, hornos giratorios, molinos de cilindros, lavadoras, agitadores mecánicos, elevadores de hasta 300 arranques por hora.

Tipo 4: Máquinas pesadas:

Mecanismos de mando de draga, ventiladores para minas, bombas de pistón sumergible, molinos de cemento, máquinas de movimiento oscilante, elevadores de más de 300 arranques por hora.

Tipo 5: Máquinas pesadas de consumo de energía variable:

Máquinas de satinar hojas de papel, sierras horizontales y verticales alternativas, aparatos de rodillos para papel, trenes de rodillos para laminadoras, cilindros secadores, pequeñas laminadoras para metales (Acoplamientos Flexibles UNE. 2020).

Una vez elegido el tipo de máquina, se procede a obtener el coeficiente k para el cálculo del par de la tabla 1:

Tabla 1. Obtención del coeficiente k.

Tipo Máquina	Valor del Coeficiente K:	1	2	3	4	5
Motor Eléctrico						
Turbina de Vapor		1	1.5	2	2.5	3
Transmisiones						
Máquinas de Vapor						
Máquinas de Gas		1.5	2	2.5	3	3.2
Turbina Hidráulica						
Diesel 4-6 Cilindros						
Diesel 2-3 Cilindros		2.2	2.5	2.8	3.2	3.5
Motor a 4 tiempos						
Diesel 1-2 Cilindros		2.6	2.8	3	3.5	4
Motor a 4 tiempos						

Nota: Obtenido de Eganagroup. (2020).

CAPÍTULO III

3. ESTADO SITUACIONAL DEL MÓDULO DE BOMBEO DE SLURRY

3.1 Introducción

En este capítulo se describen los pasos a seguir durante el desarrollo de la investigación, desde el momento en que se empezó a revisar el módulo de bombeo de slurry hasta la culminación del proyecto, que es la validación de las pruebas realizadas, después de haber completado la reingeniería.

Se detallará también las modificaciones realizadas en el módulo de bombeo de slurry, basándose en las recomendaciones realizadas en los informes de análisis de vibraciones realizados por el especialista. Se concluye con la última medición realizada, que gracias al alineamiento de ejes fue posible reducir las vibraciones hasta valores satisfactorios. El estándar con el que se compara los resultados obtenidos es la norma ISO 10816-1.

El módulo de bombeo de slurry fue diseñado y elaborado para cumplir funciones didácticas que beneficien a los estudiantes, ayudándolos a comprender los parámetros que gobiernan el transporte de sólidos usando como medio el agua, como se lleva a cabo en algunas empresas mineras. Adicionalmente, se desea profundizar estudios sobre la vida útil del impulsor de la bomba, empleando el análisis vibracional, para lo que se hace necesario aislar la bomba de las vibraciones ajenas a ella.



Figura 33. Módulo de Bombeo de Slurry.

Nota: Obtenido de Ccamaque, Ortega (2015).

Las partes principales del módulo de bombeo son las siguientes:



Figura 34. Partes Principales del módulo de bombeo de slurry.

Nota: Obtenido de Ccamaque, Ortega (2015).

Las actividades básicas planteadas para este proyecto de reingeniería son:

- Verificación del estado de los componentes del módulo de bombeo de slurry.
- Puesta en funcionamiento del módulo de bombeo de slurry.

- Verificación del correcto funcionamiento del módulo de bombeo de slurry.
- Estimación de la vida útil del impulsor de la bomba en las condiciones iniciales.
- Medición del estado de vibración inicial.
- Realización de la reingeniería propuesta para el módulo de bombeo de slurry.
- Verificación de la reducción de las vibraciones en las condiciones finales.
- Validación de las pruebas realizadas.

2.2. Verificación del estado de los componentes del módulo de bombeo de slurry

Cuando se recibió el módulo de bombeo de slurry se encontró lo siguiente:

- Faltaba el cable de alimentación y hubo que revisar las conexiones a los motores y al medidor de caudal para poder hacer una correcta instalación eléctrica que asegure el correcto funcionamiento del sistema, así como del sentido de giro de los motores.
- El soporte de la rueda del segundo tramo del módulo se encontraba rota y sujeta con alambre para evitar su extravío.
- Los acoples de la tubería, en la bisagra, no encajaban correctamente debido que el pandeo de la tubería, aproximadamente 20 mm, ocasionó su desalineamiento e imposibilitaba su normal ajuste, dando lugar a fugas de líquido.
- Los elementos indicados en la descripción del módulo no coincidían; se indica que lleva una motobomba cuando se tiene una bomba centrífuga y un motor eléctrico unidos por un acople rígido.
- No se disponía de un método práctico de desagüe una vez terminados los ensayos, desperdiciando demasiado lodo y obstruyendo las tuberías de desagüe del laboratorio al sedimentarse los sólidos a lo largo de éstas.
- Los planos eléctricos no coinciden con los indicados en la descripción del módulo, encontrando que el botón para encender el motor de la bomba no responde debido a que éste es comandado directamente por el variador de frecuencia, posiblemente por haber cambiado el motor original al actual, que es de mayor potencia.

2.3. Puesta en funcionamiento del módulo de bombeo de slurry

Para poner en funcionamiento el módulo de bombeo de slurry hubo que realizar lo siguiente:

- Se adquirió el cable de alimentación con su respectiva toma trifásica de 380 V, que posteriormente fue instalado al módulo para poder realizar el encendido del mismo.
- Se reparó el soporte de la rueda del segundo tramo del módulo utilizando placas de acero y pernos que aseguran su posición y permiten desplegar dicho tramo con seguridad tanto para el operario como para el módulo y sus componentes.
- Se reemplazaron los acoples iniciales por acoples rápidos en los dos puntos de la bisagra, lo que permite un sello hermético en la unión y se reduce el tiempo de puesta en marcha en 15 minutos, siendo el tiempo total de menos de 5 minutos, lo cual representa una reducción del 75 %.

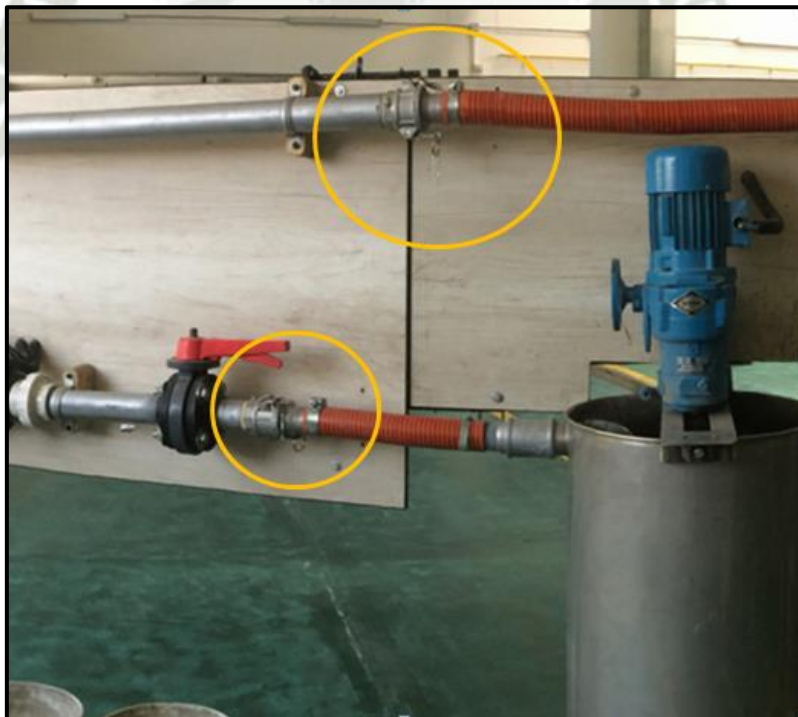


Figura 35. Acoples rápidos en la bisagra.

Nota: Elaboración propia.

- Tanto el motor de la bomba como el del agitador encienden sin observaciones y cumplen sus funciones correctamente.

- Para desaguar el sistema, una vez terminadas las pruebas, en lugar de retirar el tapón inferior del depósito, se instala temporalmente una manguera en la descarga del sistema, que lleva la mezcla a los depósitos externos donde se almacena el lodo hasta la siguiente prueba. El restante de lodo es retirado por el tapón de descarga de la bomba, lo que evita que se desperdicie lodo y se obstruyan las tuberías del desagüe de la universidad.
- En cuanto a los planos eléctricos, se sugiere elaborar nuevos planos para comprender la instalación actual.

2.4. Prueba de operación del módulo de bombeo de slurry

Una vez levantadas las observaciones iniciales, se procedió a encender el módulo de la manera que sigue, encontrando las siguientes observaciones:

- La primera vez se encendió el módulo con agua, prueba en la que se verificó la estanqueidad del sistema y el correcto funcionamiento de la bomba y del agitador.
- Una vez probado el sistema con agua, se encendió durante una hora con lodo, en una concentración en volumen menor al 5 %, encontrando que el funcionamiento es correcto, sin fugas y que el lodo no se sedimenta.
- Después de esta prueba, se encendió el módulo con una concentración en volumen del 30 %, cantidad con la que se realizarán las pruebas.
- En cuanto a los manómetros, se observa que son incapaces de ofrecer una lectura de la presión en la tubería, debido a que su escala es muy grande, sin embargo, para este trabajo de investigación, no se considera la presión en el sistema ni la caída de la misma a lo largo de las tuberías, por lo que es irrelevante.
- El medidor de caudal muestra una gran inestabilidad en su lectura (una fluctuación de 200 l/s), no permitiendo una toma de datos confiable para efectos de medición, pero, al igual que con los manómetros, para esta investigación no es un dato relevante, sin embargo, se recomienda su cambio o calibración para pruebas futuras, especialmente cuando se utilice el módulo en ensayos didácticos.

2.5. Estimación de la vida útil del impulsor de la bomba en las condiciones iniciales

Para estimar la vida útil del impulsor de la bomba, se realizarán las siguientes actividades:

- Se hará funcionar el sistema con una concentración en volumen del 30 % durante un máximo acumulado de 100 horas.
- Cada 20 horas se detendrá el funcionamiento y se realizará una inspección del impulsor y del sello mecánico, midiendo el espesor de los álabes del impulsor y documentando lo encontrado con fotografías. Las medidas de los álabes se registrarán en la siguiente tabla.

Tabla 2. Tabla para vida útil del impulsor.

TIEMPO (h)	PUNTO DE MEDICIÓN	ÁLABE 1 (mm)	ÁLABE 2 (mm)	ÁLABE 3 (mm)	ÁLABE 4 (mm)	ÁLABE 5 (mm)
0	A					
	B					
	C					
20	A					
	B					
	C					
40	A					
	B					
	C					
60	A					
	B					
	C					
80	A					
	B					
	C					
100	A					
	B					
	C					

Nota: Elaboración propia.

La identificación de las paletas y los puntos de medición, tomando como referencia la ranura para la chaveta, se hará de la siguiente manera:

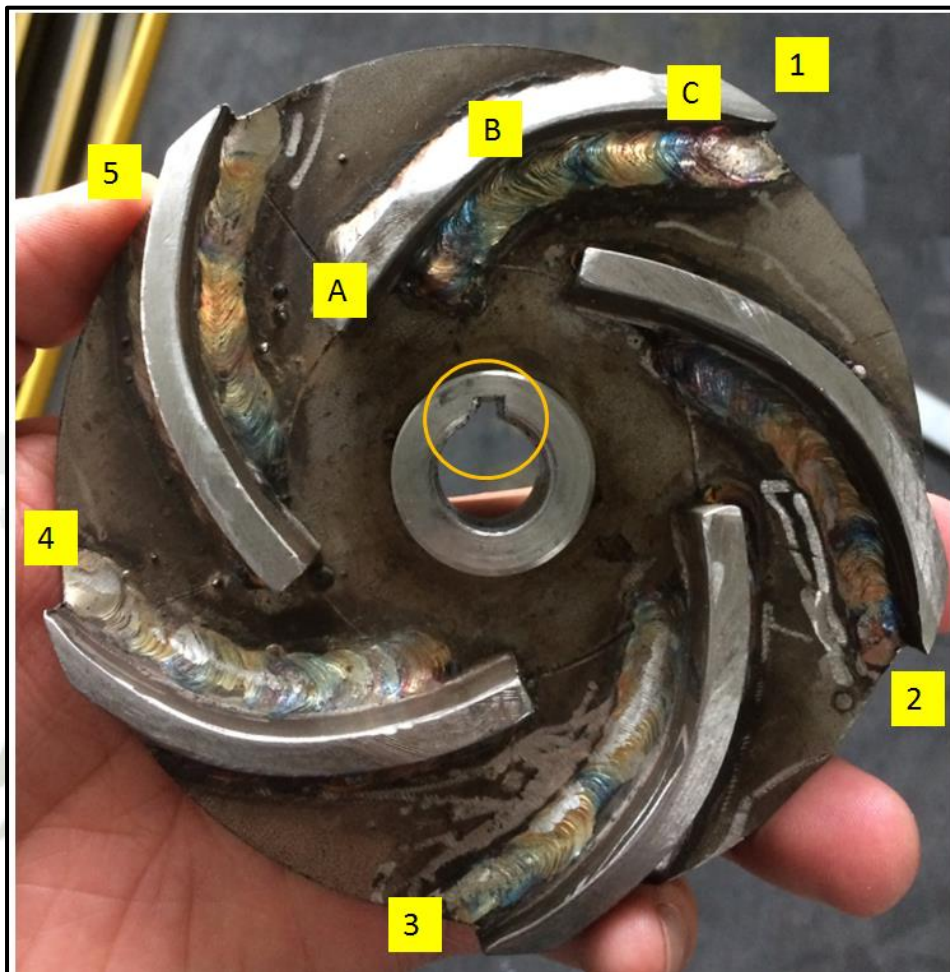


Figura 36. Identificación de álabes y puntos de medición.

Nota: Elaboración propia.

- Con los datos obtenidos sobre el desgaste del impulsor se construirá una curva que represente el desgaste del impulsor en función del tiempo.
- Se recomienda, para una investigación futura, medir la eficiencia de la bomba a lo largo de su vida útil, para conocer el momento óptimo para su reparación o cambio.

2.6. Medición del estado de vibración inicial

Para medir las vibraciones en la bomba, en el estado inicial, se hará funcionar el módulo con la concentración en volumen del 30 %. El espectro de vibración se obtendrá en la base de la bomba ya que, según Jiaying Lu y Shouqi Yuan (2017), el medir vibraciones en la base de la bomba recoge las vibraciones del funcionamiento propio de la bomba, del motor y del eje que los une, mientras que, si se toma la lectura alrededor de la carcasa, se recoge información sobre la interacción del impulsor con el fluido y con el eje.

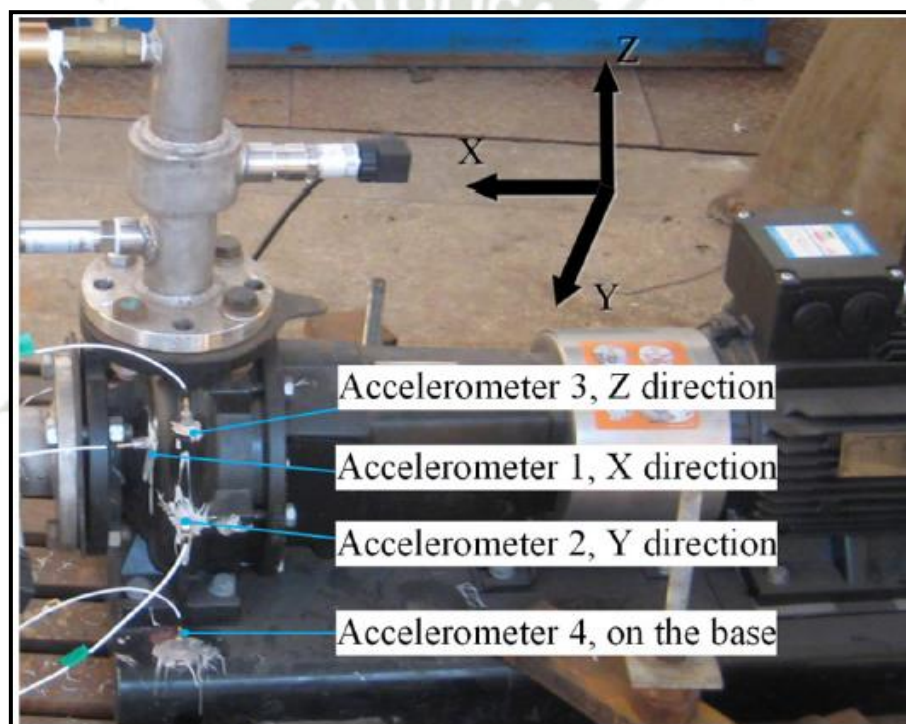


Figura 37. Localización de acelerómetro en la base.

Nota: Lu (2017).

- Para la obtención de este espectro inicial se realizará un ensayo por vez, anotando los datos en la siguiente tabla.

Tabla 3. Registro de espectro de vibración.

NÚMERO DE ENSAYO	VELOCIDAD (mm/s)	REDUCCIÓN (%)
1		
2		
3		

Nota: Elaboración propia.

- Para realizar esta prueba, se contratará el servicio de un tercero.

2.7. Implementación de la reingeniería propuesta para el módulo de bombeo de slurry.

Una vez obtenido el espectro de vibración en el estado inicial del sistema, se procederá a realizar la reingeniería del módulo de bombeo de slurry, la que consistirá en lo siguiente:

- Como primera opción, se propone la instalación de soportes flexibles de caucho vulcanizado, que harían las veces de muelles y serían instalados sobre la estructura del módulo de bombeo de slurry y, sobre éstos, se montaría una placa rígida de acero que soportará al motor y la bomba.



Figura 38. Placa rígida, para soporte de la bomba.

Nota: Elaboración propia.

- Entre el motor y la bomba, se instalará un acople flexible que compensará las vibraciones producidas por un desalineamiento menor de ejes que pudiera existir, además de amortiguar la vibración producida por la rotación del impulsor y del motor, así como por la interacción entre el fluido y la bomba.

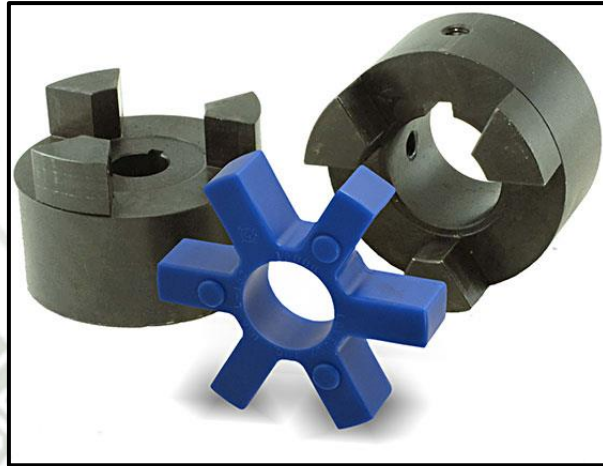


Figura 39. Acople flexible

Nota: Gomafiltros (2021)

- A su vez, para reducir el desplazamiento y la vibración en la tubería de descarga de la bomba, se instalará un acople rápido y una manguera flexible facilitando también el retiro de la bomba para su mantenimiento e inspección periódica.

2.8. Validación de la reducción de las vibraciones en las condiciones finales

Para validar la reducción en las vibraciones de la bomba se realizará una nueva medición del estado de las mismas, tal como se hizo para conocer el estado de vibración inicial, se hará funcionar el módulo con la concentración en volumen del 30 %, para obtener el nuevo espectro de vibración en la base de la bomba, para que sea comparable bajo las mismas condiciones de operación y cumpla con los requisitos establecidos en la norma ISO 10816-1, asegurando un funcionamiento correcto del equipo y garantizando su confiabilidad.

- Para la obtención de este espectro se realizará un nuevo ensayo, anotando los datos en la tabla 2, para lo que se contratará el servicio de un experto, que será considerado como un tercero.

- Una vez obtenidos los espectros de vibración, inicial y nuevo, se procederá a realizar una comparación porcentual, verificándose la reducción en las vibraciones del módulo, así como el cumplimiento del estándar recomendado en la norma ISO 10816-1, que para la máquina que se tiene instalada en el módulo de bombeo de slurry debe ser menor a 4.50 mm/s

2.9. Obtención de la curva de desgaste del impulsor antes de la reingeniería

Según la Tabla 4 y los puntos de medición propuestos en la Figura 31, se obtuvo los siguientes datos del espesor del impulsor.

Tabla 4. Medición del espesor de los álabes del impulsor – Sección A

TIEMPO (h)	PUNTO DE MEDICIÓN	ÁLABE 1 (mm)	ÁLABE 2 (mm)	ÁLABE 3 (mm)	ÁLABE 4 (mm)	ÁLABE 5 (mm)	Promedio (mm)
0	A	4.80	4.70	4.65	4.65	4.70	4.70
	B	4.80	4.65	4.70	4.65	4.70	4.70
	C	4.70	4.60	4.80	4.80	4.65	4.71
20	A	4.64	4.60	4.62	4.64	4.64	4.63
	B	4.58	4.52	4.54	4.62	4.54	4.56
	C	4.52	4.40	4.50	4.46	4.38	4.45
35	A	4.64	4.58	4.60	4.64	4.58	4.61
	B	4.58	4.50	4.45	4.50	4.45	4.50
	C	4.35	4.40	4.35	4.30	4.45	4.37
55	A	4.55	4.55	4.50	4.60	4.55	4.55
	B	4.50	4.46	4.46	4.46	4.46	4.47
	C	4.36	4.22	4.30	4.32	4.34	4.31
65	A	4.52	4.56	4.56	4.54	4.52	4.54
	B	4.50	4.44	4.44	4.46	4.46	4.46
	C	4.26	4.24	4.26	4.24	4.22	4.24
85	A	4.50	4.54	4.54	4.50	4.52	4.52
	B	4.46	4.40	4.44	4.44	4.44	4.44
	C	4.24	4.20	4.20	4.20	4.20	4.21
105	A	4.48	4.50	4.52	4.50	4.50	4.50
	B	4.44	4.40	4.40	4.42	4.42	4.42
	C	4.22	4.16	4.16	4.18	4.18	4.18

Nota: Elaboración propia.

Tabla 5. Medición del espesor de los álabes del impulsor – Sección B

TIEMPO (h)	PUNTO DE MEDICIÓN	ÁLABE 1 (mm)	ÁLABE 2 (mm)	ÁLABE 3 (mm)	ÁLABE 4 (mm)	ÁLABE 5 (mm)	Promedio (mm)
125	A	4.46	4.46	4.50	4.48	4.48	4.48
	B	4.42	4.38	4.38	4.38	4.40	4.39
	C	4.20	4.14	4.12	4.16	4.12	4.15
135	A	4.44	4.44	4.46	4.46	4.48	4.46
	B	4.40	4.36	4.38	4.38	4.38	4.38
	C	4.16	4.16	4.12	4.14	4.10	4.14
160	A	4.42	4.44	4.46	4.44	4.46	4.44
	B	4.38	4.36	4.36	4.36	4.38	4.37
	C	4.12	4.12	4.12	4.12	4.08	4.11
180	A	4.42	4.42	4.44	4.44	4.46	4.44
	B	4.38	4.34	4.36	4.36	4.36	4.36
	C	4.12	4.10	4.12	4.10	4.06	4.10

Nota: Elaboración propia.

Para esta tabla, se construyó la curva de desgaste de los álabes del impulsor en cada punto de medición, dando como resultado las siguientes curvas:

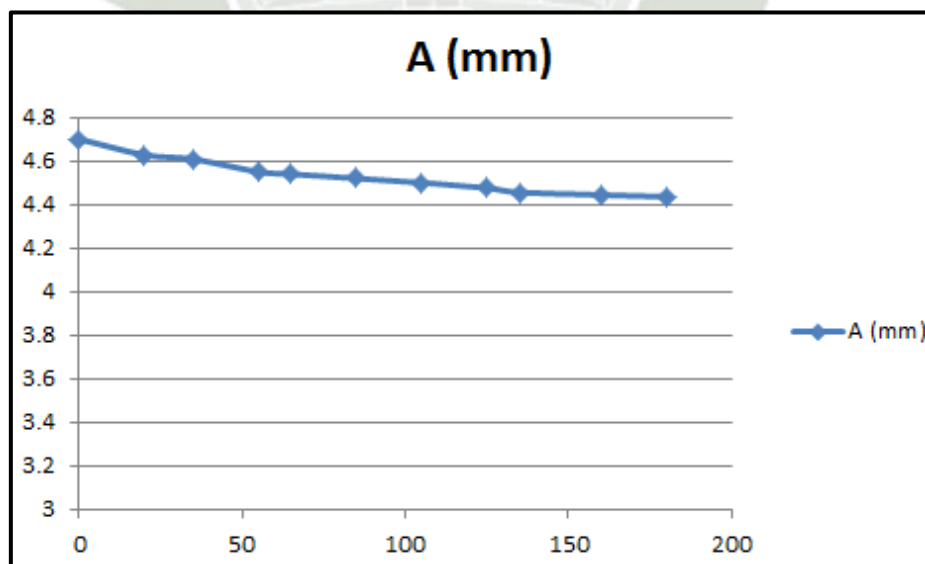


Figura 40. Medición del espesor de álabes en la posición A.

Nota: Elaboración propia.

Para la posición A se inició la prueba con un espesor de 4.70 mm, terminando con 4.44 mm, lo que resulta en una reducción del 5.62 %.

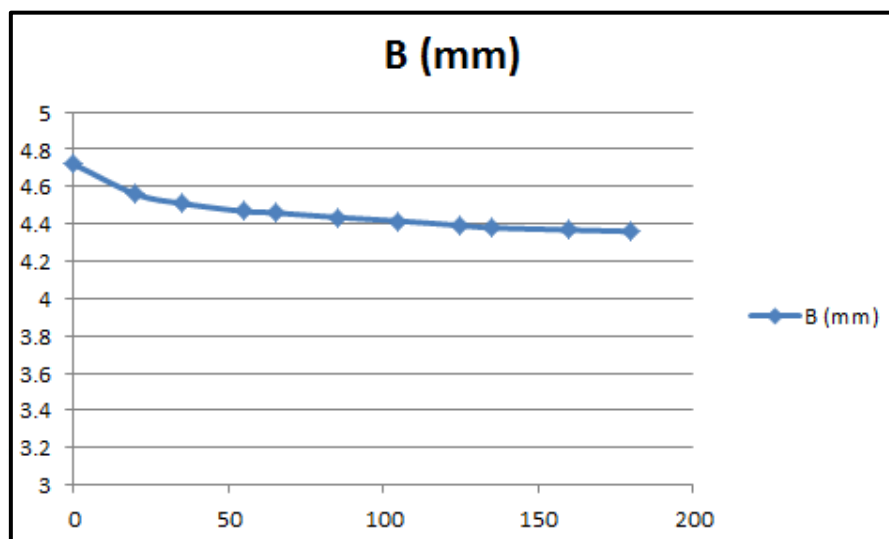


Figura 41. Medición del espesor de álabes en la posición B.

Nota: Elaboración propia.

En cuanto a la posición B, el espesor pasó de 4.72 mm a 4.36 mm, lo que significa una reducción del 7.63 %.

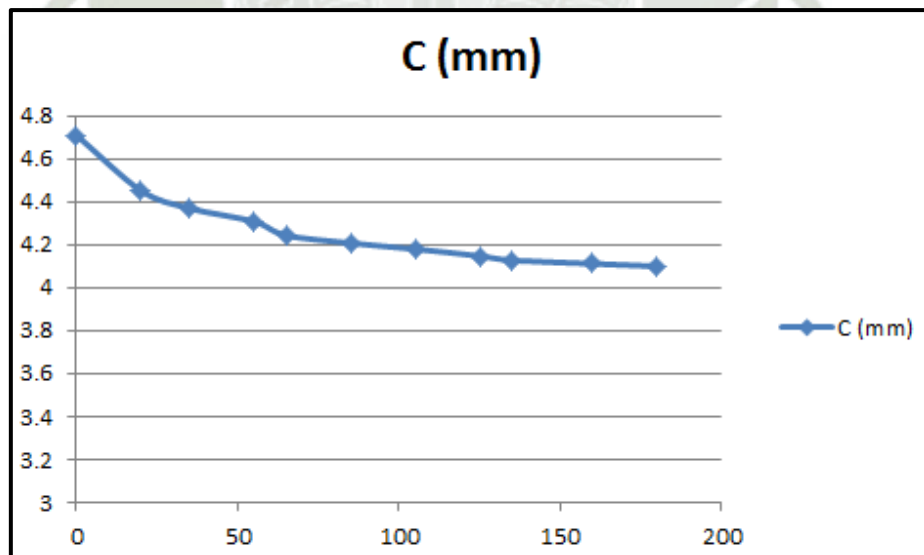


Figura 42. Medición del espesor de álabes en la posición C.

Nota: Elaboración propia.

Finalmente, para la posición C, el espesor inicial fue de 4.71 mm y terminó en 4.10 mm, es decir, sufrió una reducción del 12.9 %.

Se puede ver que el desgaste promedio del espesor de los álabes es de 0.17 mm/100 h de funcionamiento de la bomba, sin embargo, se continuará midiendo estos datos a fin de conocer con mayor precisión el desgaste desarrollado.

La reducción del espesor es mayor en la posición C del impulsor, debido a que es donde se desarrolla la mayor velocidad del fluido, haciendo que el desgaste por abrasión en la cara exterior de los álabes se dé con mayor severidad, además, es donde interactúa con el deslizamiento del fluido originado por la interacción con la lengua de la carcasa.

Otro punto a resaltar es que el desgaste se va estancando cada vez más, siendo muy pronunciado en las primeras horas de operación y más leve conforme avanza el tiempo. Esto es debido a que los bordes de los álabes son cada vez más redondeados y reducen las turbulencias del fluido, estabilizándolo y haciendo que la interacción con el impulsor sea más suave cada vez.

2.10. Obtención del espectro de vibración inicial

Para esta primera etapa de la investigación, se realizó la medición de la vibración actual en el módulo, encontrando muy por encima de lo recomendado la amplitud en velocidad del equipo.

En la bomba se encontró una amplitud de 5.3 mm/s y 4.5 mm/s, para el movimiento vertical y horizontal, respectivamente, encontrándose en rango de peligro e insatisfactorio, según lo establecido en la norma ISO 10816-1, por lo que se consideró necesario realizar correcciones en el montaje de la bomba, a fin de cumplir con el estándar.

Tabla 6. Primera medición de vibración.

NÚMERO DE ENSAYO	VELOCIDAD (mm/s)	REDUCCIÓN (%)
1	5.30	0.00
2		
3		

Nota: Primer informe de vibraciones.

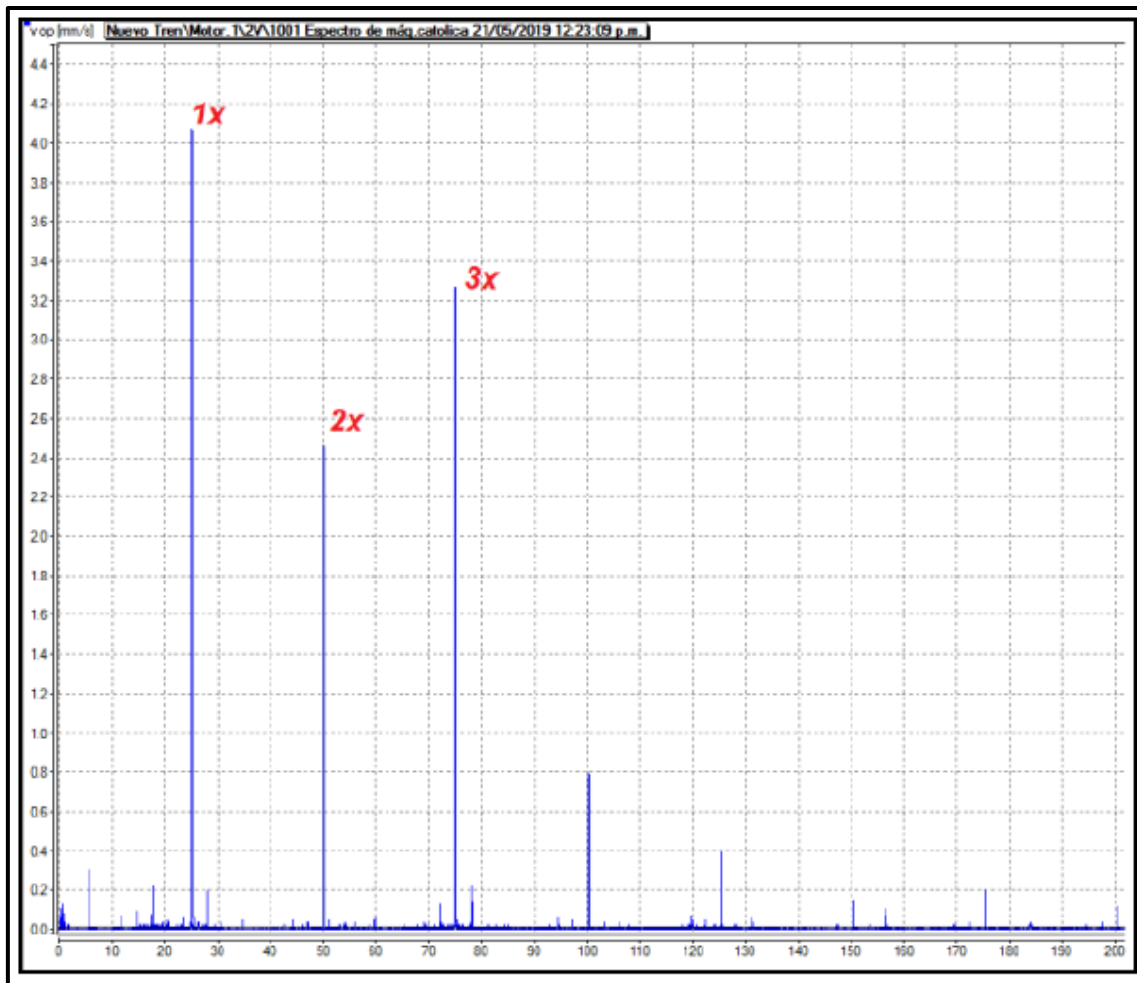


Figura 44. Desalineamiento, medición en el motor.

Nota: Informe de vibraciones.

El desalineamiento evidenciado en la medición de vibración causa un desgaste prematuro de los rodamientos de apoyo en la bomba, además de una excesiva vibración en el sistema.

La fragilidad estructural constituye la mayor fuente de vibración en este equipo, siendo de alrededor de 13.5 mm/s y ocurre debido a que la bomba y el motor están montados directamente sobre el armazón del módulo de bombeo de slurry, que no ofrece suficiente rigidez al conjunto.

El desalineamiento constituye la segunda fuente de vibración en este equipo siendo de hasta 5.3 mm/s que se encuentra por encima de lo permitido para una máquina de estas características.

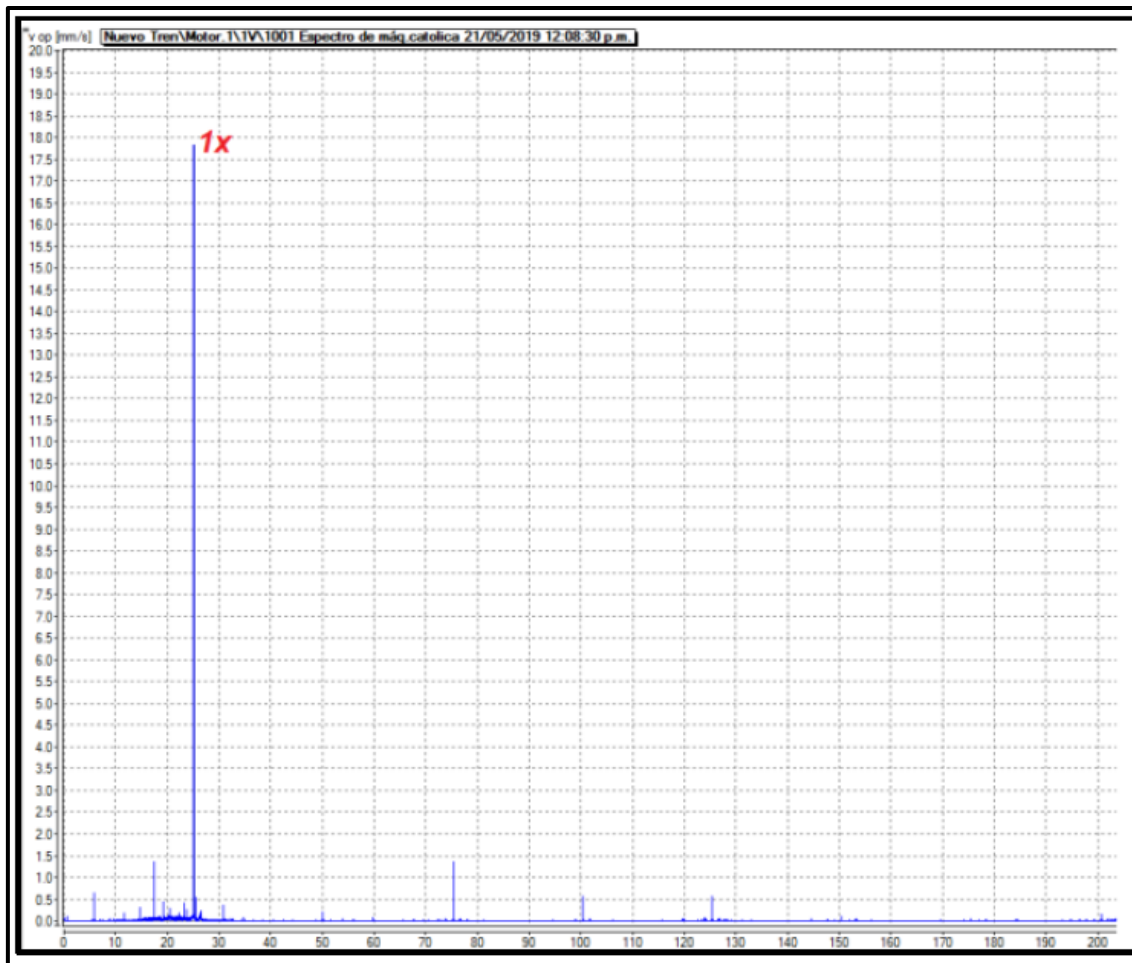


Figura 45. Fragilidad estructural.

Nota: Informe de vibraciones.

Para corregir estos valores, será necesario implementar en el módulo de bombeo de slurry una placa rígida que sea sujeta al armazón, para que ofrezca un soporte firme en el que se monten la bomba y el motor, además, se recomienda instalar un acople flexible entre los dos ejes, de manera que se absorba una desalineación menor que pudiera existir entre ellos, modificaciones que deberán ser verificadas con la segunda prueba de vibración que se realice.

CAPÍTULO IV

4. REINGENIERÍA DEL MÓDULO DE BOMBEO

4.1 Introducción

En este capítulo se describe las modificaciones realizadas en el módulo de bombeo de slurry, con base en las recomendaciones realizadas por el informe de vibraciones realizado por el especialista. Gracias al alineamiento de ejes fue posible reducir las vibraciones hasta valores satisfactorios. El estándar con el que se compara los resultados obtenidos es la norma ISO 10816-1. Finalmente, se realiza una comparación porcentual de los logros obtenidos, para poder presentar un resultado de la investigación realizada.

4.2 Ejecución de la reingeniería

Lo primero que se realizó fue instalar la placa rígida de acero, de $\frac{1}{4}$ de pulgada de espesor, en el armazón del módulo de bombeo de slurry, sujetándola con pernos de manera que aumente la rigidez del conjunto y la bomba no se vea influenciada por la vibración del armazón, incrementando al mismo tiempo la masa del conjunto motor-bomba.

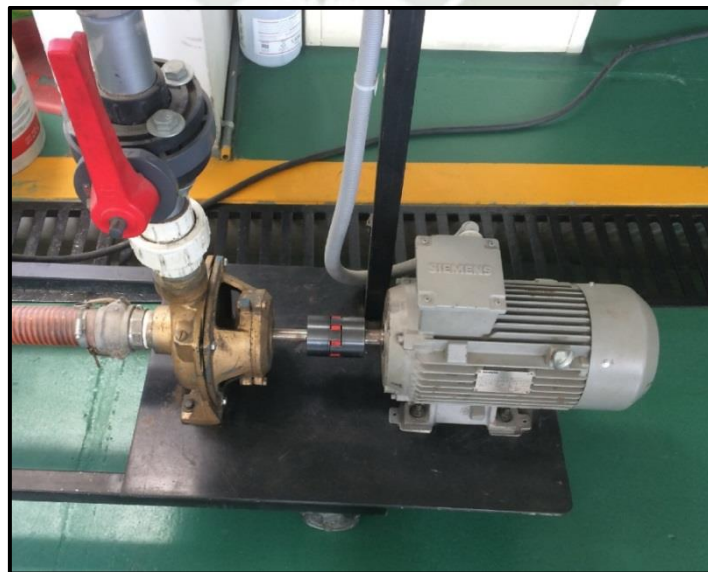


Figura 46. Placa rígida instalada en la base.

Nota: Elaboración propia.

Seguido luego se colocó el acople flexible en el eje de transmisión, entre el motor y la bomba, para que absorba las vibraciones producidas por el desalineamiento de ejes y las vibraciones producto de la interacción entre el fluido y la bomba.

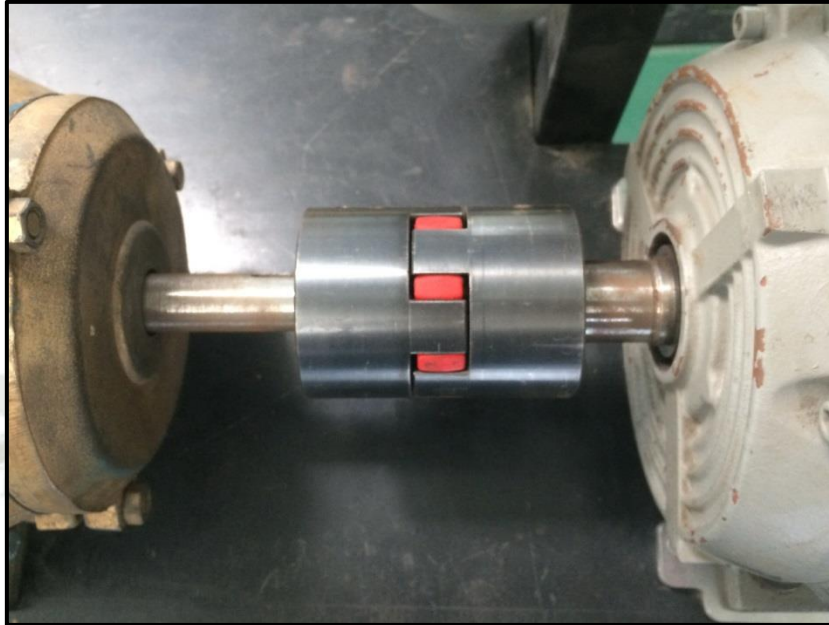


Figura 47. Acople flexible Kronach.

Nota: Elaboración propia.

Para la selección del acoplamiento flexible, se utilizó la ecuación 1-26 y la tabla 1.

Si se sabe que:

$$M = \frac{3730(W)}{600 (rpm) * 0.9549 * 1}$$

$$M = 6.52$$

Según las condiciones de operación del módulo de bombeo de slurry, que es a temperatura ambiente, se optó por elegir el material del acoplamiento flexible 98 Shore-A 1, en poliuretano (PUR), dado que es el que tiene el rango de trabajo más cercano a la temperatura ambiente.

Spider type (Shore hardness)	98 Shore-A (T-PUR®) 1	DZ 98 Shore-A (T-PUR®)	98 Shore-A 1)
	<p>T-PUR®</p>		
Size	14 to 180	100 to 180	14 to 90
Material	T-PUR®		Polyurethane (PUR)
Permissible temperature range	-50 °C to +120 °C		-30 °C to +90 °C
Permanent temperature	-50 °C to +150 °C		-40 °C to +120 °C
Short-term temperature			
Properties	<ul style="list-style-type: none"> - significantly higher service life expectancy - very good temperature resistance - improved damping of vibrations - transmission of high torques with average damping - recommended hub material: steel, GJL and GJS 		<ul style="list-style-type: none"> - transmission of high torques with average damping - recommended hub material: steel, GJL and GJS

Figura 48. Selección de material del acoplamiento flexible.

Nota: KTR Systems GmbH (2021).

Los tamaños para la selección del material de amortiguamiento se obtienen de la tabla 6, ingresando con el torque nominal.

Tabla 7. Selección del tamaño del acoplamiento flexible.

98 Shore-A spider made of T-PUR® and PUR														
ROTEX® size	Max. speed		Twist angle ϕ with		Torque [Nm]			Damping power PKW [W] 1)	Relative damping ψ	Resonance factor VR	Torsion spring stiffness C dyn. [Nm/rad]			
	V=35 m/s casted material	V=40 m/s steel	TKN	TK max	Rated (TKN)	Max (TK max)	Vibratory (TKW)				1.0 TKN	0.75 TKN	0.5 TKN	0.25 TKN
14	22200	25400	6,4°	10°	12,5	25	3,3	–			0,56x10 ³	0,46x10 ³	0,35x10 ³	0,21x10 ³
19	16700	19000			17	34	4,4	4,8			2,92x10 ³	2,39x10 ³	1,81x10 ³	1,07x10 ³
24	12100	13800			60	120	16	6,6			9,93x10 ³	8,14x10 ³	6,16x10 ³	3,65x10 ³
28	10100	11500			160	320	42	8,4			26,77x10 ³	21,95x10 ³	16,60x10 ³	9,84x10 ³
38	8300	9500			325	650	85	10,2			48,57x10 ³	39,83x10 ³	30,11x10 ³	17,85x10 ³
42	7000	8000			450	900	117	12,0			54,50x10 ³	44,69x10 ³	33,79x10 ³	20,03x10 ³
48	6350	7250			525	1050	137	13,8			65,29x10 ³	53,54x10 ³	40,48x10 ³	24,00x10 ³
55	5550	6350			685	1370	178	15,6			94,97x10 ³	77,88x10 ³	58,88x10 ³	34,90x10 ³
65	4950	5650	3,2°	5°	940	1880	244	18,0	0,80	7,90	129,51x10 ³	106,20x10 ³	80,30x10 ³	47,60x10 ³
75	4150	4750			1920	3840	499	21,6			197,50x10 ³	161,95x10 ³	122,45x10 ³	72,58x10 ³
90	3300	3800			3600	7200	996	30,0			312,20x10 ³	256,00x10 ³	193,56x10 ³	114,73x10 ³
100	2950	3350			4950	9900	1287	36,0			383,26x10 ³	314,27x10 ³	237,62x10 ³	140,85x10 ³
110	2600	2950			7200	14400	1872	42,0			690,06x10 ³	565,85x10 ³	427,84x10 ³	253,60x10 ³
125	2300	2600			10000	20000	2600	48,0			1343,64x10 ³	1101,79x10 ³	833,06x10 ³	493,79x10 ³
140	2050	2350			12800	25600	3328	54,6			1424,58x10 ³	1168,16x10 ³	883,24x10 ³	523,54x10 ³
160	1800	2050			19200	38400	4992	75,0			2482,23x10 ³	2035,43x10 ³	1538,98x10 ³	912,22x10 ³
180	1550	1800			28000	56000	7280	78,0			3561,45x10 ³	2920,40x10 ³	2208,10x10 ³	1308,84x10 ³

Nota: KTR Systems GmbH (2020).

Si bien, el torque de diseño es menor a 12.5 N*m, no hubo disponibilidad de dicho accesorio, por lo que hubo que seleccionar el inmediato superior. Se seleccionó el tamaño 19.

Además, se instaló una manguera flexible a la salida de la bomba, para evitar que se transmita las vibraciones del armazón hacia la bomba a través de la tubería rígida instalada anteriormente y viceversa, agregándole también dos acoples rápidos para agilizar las labores de mantenimiento en la bomba cuando sea requerido.



Figura 49: Manguera flexible y acoples rápidos.

Nota: Elaboración propia.

4.3 Comprobación de las modificaciones realizadas

Luego de haber realizado las modificaciones que obedecían a las recomendaciones del primer informe realizado por el especialista en análisis vibracional, consistentes en instalar un acople flexible y una placa rígida en la base del motor y la bomba, se procedió a realizar un segundo ensayo.

Para la bomba de estas características, según la norma ISO 10816-1, la velocidad de la vibración no debe exceder los 4.5 mm/s, para evitar daños a rodamientos principalmente y asegurar una buena eficiencia del equipo. En este ensayo se encontró que la velocidad es de 3.8 mm/s, que, aunque permite operar la bomba, no se puede

asegurar su confiabilidad debido a que tras largas horas de funcionamiento se generaría daños a los rodamientos.

Tabla 8. Segunda medición de vibración

NÚMERO DE ENSAYO	VELOCIDAD (mm/s)	REDUCCIÓN (%)
1	5.30	0.00
2	3.80	28.30
3		

Nota: Segundo informe de vibraciones.

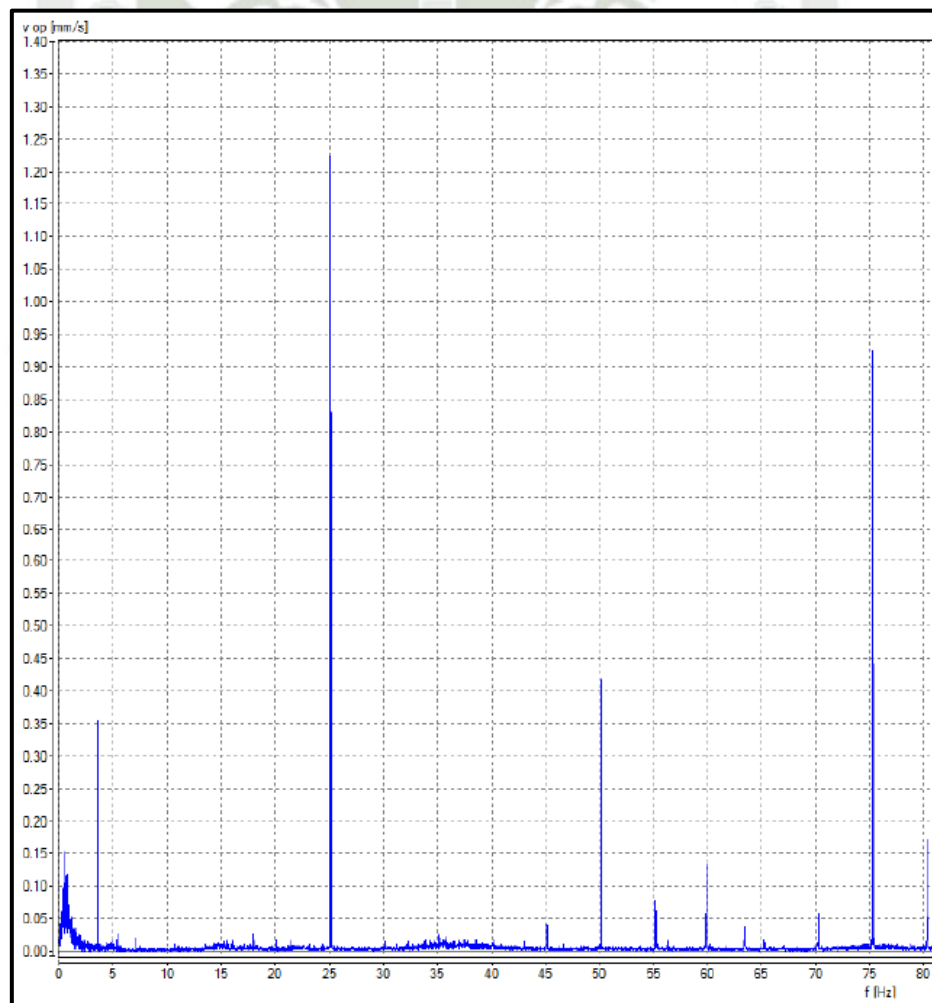


Figura 50. Alta amplitud de velocidad.

Nota: Segundo informe de vibraciones.

A pesar que ya se corrigió la fragilidad estructural, observada en el primer informe, con la instalación de la placa rígida, aún se percibe un considerable desalineamiento de ejes entre la bomba y el motor, lo que imposibilita reducir hasta valores recomendables la amplitud de la vibración.

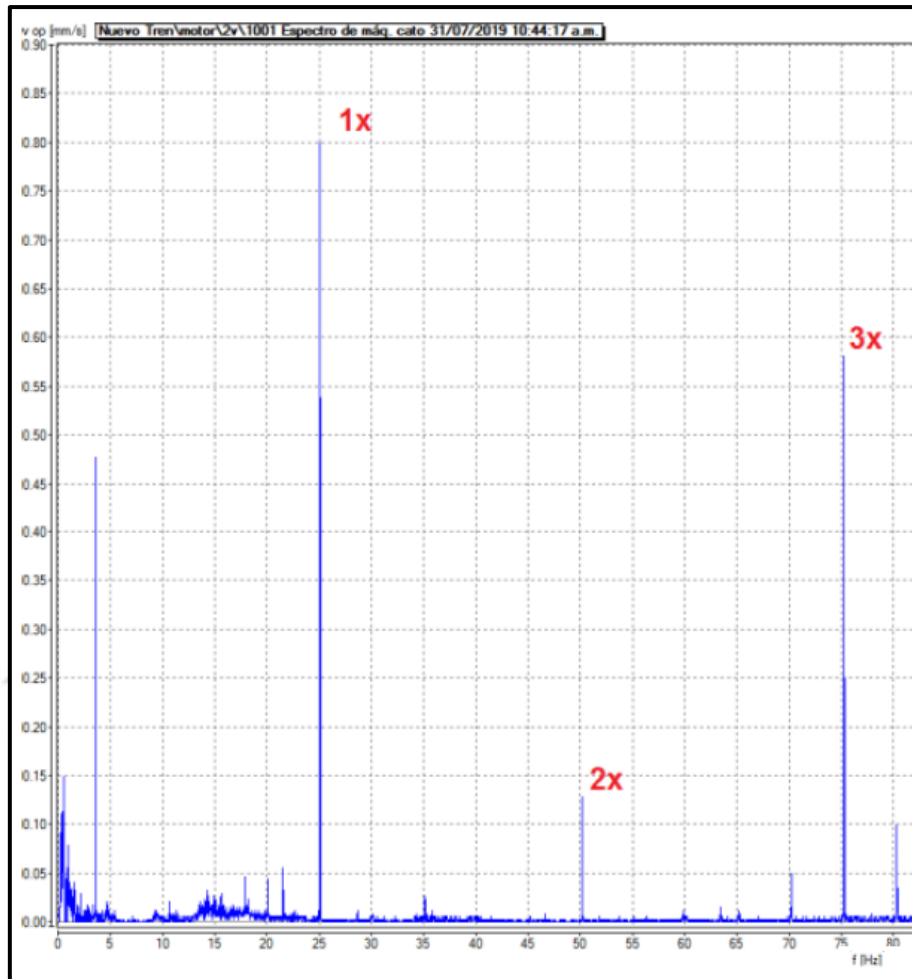


Figura 51. Desalineamiento de ejes.

Nota: Segundo informe de vibraciones.

Finalmente, se recomienda realizar el alineamiento de ejes para lograr reducir la amplitud de vibración hasta valores recomendados.

4.4 Alineamiento de ejes

Luego de realizar el alineamiento de ejes en el módulo de bombeo de slurry, el desalineamiento quedó en cifras no mayores a 0.08 mm, como se muestra en la figura mostrada a continuación.

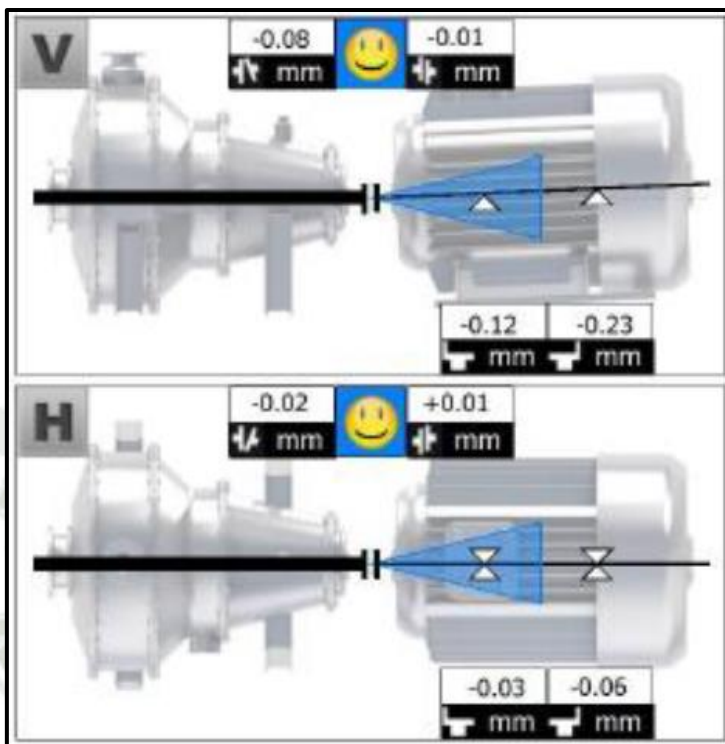


Figura 52. Resultados de alineamiento.

Nota: Tercer informe de vibraciones.

Antes de realizar el alineamiento, se tenía sólo dos placas de plancha de acero de $\frac{1}{4}$ de pulgada, sin embargo, esto no era suficiente para lograr una alineación precisa de los ejes, por lo que se procedió a reemplazarlas por lanas, siendo de la siguiente manera.

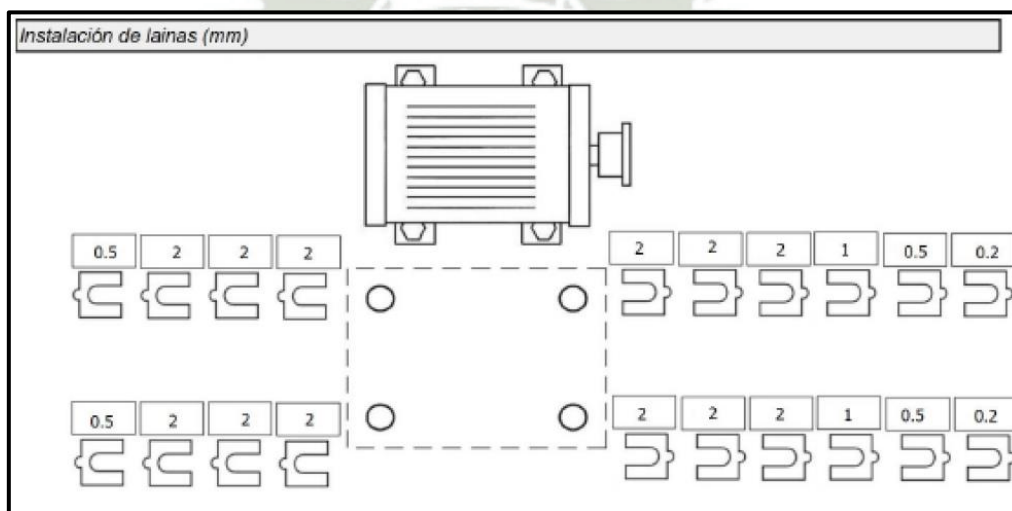


Figura 53. Lanas recomendadas para el alineamiento de ejes.

Nota: Tercer informe de vibraciones.

Con la instalación de estas lanas, se logró llevar la amplitud de vibración hasta una velocidad de 1.2 mm/s, quedando dentro del rango de satisfactorio para una bomba de estas características según la norma ISO 1081 6-1.

Tabla 9. Reducción de la amplitud de vibración.

NÚMERO DE ENSAYO	VELOCIDAD (mm/s)	REDUCCIÓN (%)
1	5.30	0.00
2	3.80	28.30
3	1.20	77.36

Nota: Elaboración propia.

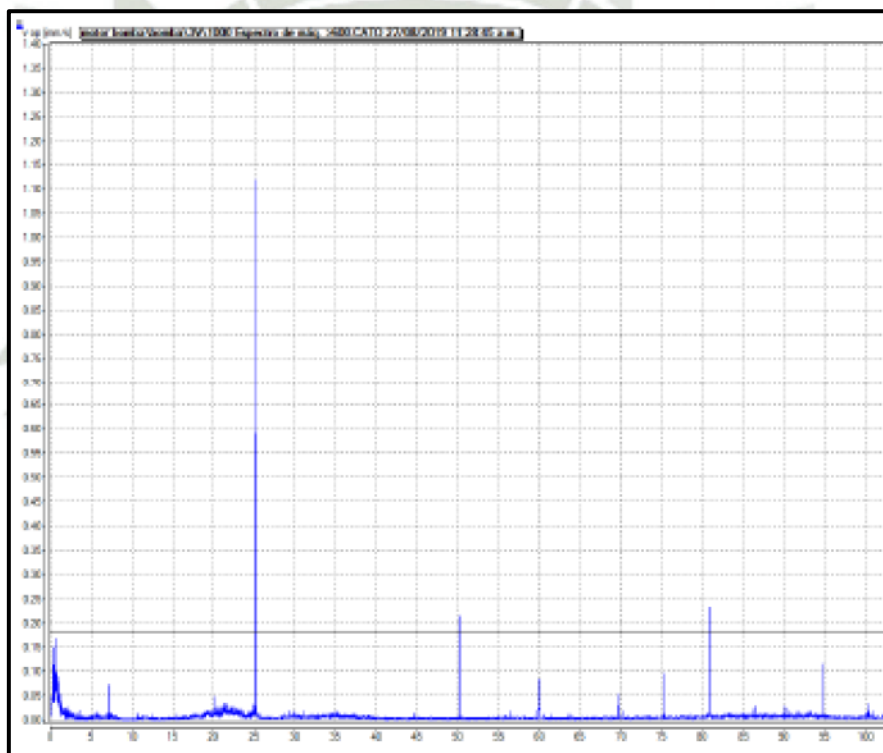


Figura 54. Amplitud de vibración dentro del rango recomendado.

Nota: Tercer informe de vibraciones.

Con esta última modificación se completa la fase del rediseño del módulo de bombeo de slurry, habiendo logrado aislar las vibraciones de la bomba del funcionamiento del motor y de la vibración propia de la estructura de soporte, lo que permite ahora realizar pruebas por análisis vibracional en la bomba sin que se tenga interferencias de otras fuentes.

4.5 Comparación del nuevo estado de vibración con el inicial.

Para desarrollar este apartado de este trabajo de investigación, se empleará como punto de partida la amplitud obtenida en la medición inicial, comparándola con las amplitudes obtenidas en los dos ensayos siguientes.

Inicialmente se encontró el módulo de bombeo con una amplitud de 5.3 mm/s en la bomba, que fue reducida hasta 3.8 mm/s, luego del rediseño del módulo para finalmente llevarla a una amplitud de 1.2 mm/s, con el alineamiento de ejes, detalle que se muestra con mayor claridad en la tabla 8.

Se puede observar que luego del rediseño del módulo de bombeo, que consistió en instalar una placa de metal rígida bajo el conjunto motor-bomba, un acople flexible entre el eje de la bomba y del motor, así como mangueras flexibles a la entrada y salida de la bomba, se logró reducir las vibraciones sólo en un 28.3 %, lo que no satisfizo las recomendaciones de la norma ISO 10816-1. Como resultado del segundo ensayo del análisis de vibraciones, se recomendó realizar un alineamiento de los ejes del motor y la bomba, que luego de llevarse a cabo se pudo lograr una reducción total del 77.4 % respecto del valor inicial, asegurando que el funcionamiento de la bomba se mantenga dentro de los valores recomendados por la norma ISO 10816-1 y permitiendo una operación continua de la bomba; al mismo tiempo, se permitirá realizar mediciones de parámetros de vibración propios de la bomba, sin que se vean influenciados por la acción de componentes externos a ella, como el motor o la estructura de soporte del módulo de bombeo de slurry.

4.6 Validación de la reingeniería del módulo de bombeo de slurry.

Para validar los logros obtenidos, se comparará las amplitudes medidas en los tres ensayos con la tabla de recomendaciones de la norma ISO 10816-1, como se muestra a continuación:

Velocity Severity		Velocity Range Limits and Machine Classes			
mm/s RMS	in/s Peak	Small Machines Class I	Medium Machines Class II	Large Machines	
				Rigid Supports Class III	Less Rigid Supports Class IV
0.28	0.02	Good	Good	Good	Good
0.45	0.03				
0.71	0.04				
1.12	0.06	Satisfactory	Satisfactory	Good	Good
1.80	0.10				
2.80	0.16	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)	Satisfactory	Satisfactory
4.50	0.25				
7.10	0.40	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)
11.20	0.62				
18.00	1.00				
28.00	1.56	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)
45.00	2.51				

Figura 55. Tabla de rangos permitidos de velocidad de vibración.

Nota: Norma ISO 10816-1.

Como se puede observar en la figura anterior, el valor permitido para el tamaño de la máquina en cuestión, según la norma ISO 10816-1, es menor a 1.80 mm/s. Al lograr reducir la velocidad de la vibración a 1.20 mm/s, la bomba está operando al 67% del límite máximo permitido para un funcionamiento continuo.

CAPÍTULO V

5. COSTOS

5.1 Introducción

Se conoce como costo a la cantidad monetaria empleada en la adquisición de bienes y servicios durante la realización de un proyecto, del que podría esperarse la producción de algún beneficio. Cuando se fabrica algún producto con los bienes y servicios adquiridos para este fin, los costos se incluyen en el precio final, de manera que puedan ser recuperados y luego obtener una utilidad.

Los costos pueden ser directos si son usados y en la producción propia del producto, como pueden ser los materiales utilizados o la mano de obra directa, mientras que son indirectos si se destinaron a actividades ajenas al producto, como gastos administrativos, costos de mantenimiento o transporte, que aunque no se evidencian en el producto final, deben ser incluidos al momento de fijar el precio.

Un producto tiene como elementos los materiales, que son empleados durante el proceso de fabricación y la mano de obra, que es el esfuerzo que fue realizado por las personas para transformar los materiales en productos, estos elementos pueden ser directos o indirectos y pueden estar físicamente en el producto terminado o no, si fueron desechados durante la producción.

Los costos no sólo permiten conocer el valor de un producto, sino que permiten tomar decisiones directivas para poder optimizar el uso de recursos, entre otras actividades.

5.2 Especificación de Costos

En la tabla 10 se muestra la distribución de los costos incurridos durante el rediseño del módulo de bombeo de slurry, en la que se detalla los bienes adquiridos y que fueron utilizados en la investigación, así como los servicios contratados para lograr el objetivo propuesto al inicio.

Tabla 10. Especificación de costos del rediseño del módulo de bombeo de slurry.

ITEM	DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANT.	COSTO UN.	COSTO TOTAL
1	CABLE TRIFÁSICO	m	10	11	110
2	CONECTOR TRIFÁSICO	Unidad	1	35	35
3	IMPULSOR EN ACEO INOXIDABLE	Unidad	3	199.3	597.9
4	RODAMIENTO DE BOMBA CENTRÍFUGA	Unidad	2	13	26
5	REPARACIÓN DE BOMBA CENTRÍFUGA	Servicio	1	60	60
6	SELLO MECÁNICO PARA LODO LIGERO	Unidad	6	66	396
7	SELLO MECÁNICO PARA AGUA SELLO MECÁNICO CARBURO DE	Unidad	4	20	80
8	SILICIO	Unidad	1	299.2	299.2
9	REPARACIÓN DE BOMBA CENTRÍFUGA	Servicio	1	118	118
10	ANÁLISIS DE VIBRACIONES ANÁLISIS VIBRACIONES Y	Servicio	2	505	1010
11	ALINEAMIENTO	Servicio	1	1050	1050
12	ACOPLE RÁPIDO	Unidad	6	15	90
13	MANGUERA FLEXIBLE	m	6	12	72
14	ABRAZADERA	Unidad	10	4	40
15	SOPORTES DE CAUCHO VULCANIZADO	Unidad	8	10	80
16	ACOPLE FLEXIBLE	Unidad	1	130	130
17	PLACA DE ACERO 1/4 PULG	Unidad	1	50	50
18	PINTURA AEROSOL	Unidad	3	12	36
19	TUBO DE PVC	m	1	20	20
20	MANGUERA PARA DESAGÜE	m	2	6	12
21	REDUCCIÓN DE PVC	Unidad	1	4	4
TOTAL				S/.	4316.1

Nota: Elaboración propia.

El motivo por el que se eligió los accesorios se muestra en la Tabla 11, ponderando cada accesorio según sus características en las dos soluciones propuestas. Aunque en algunos casos, era más conveniente un accesorio de la primera solución, se optó por uno de la segunda, debido a que es más valorada cierta característica particular sobre el global del accesorio, como es el caso de los impulsores, en los que es muy valorada la vida útil que ofrece frente al costo.

Tabla 11. Matriz de costos.

ASPECTO	CARACTERÍSTICA	SOLUCIÓN 1	VALOR	SOLUCIÓN 2	VALOR
ACOPLES DE TUBERÍAS	RAPIDEZ	ROSCA	4	ACOPLE RÁPIDO	9
	COSTO		9		7
			13		16
TUBERÍAS	VIDA ÚTIL	RÍGIDAS	8	MANGUERAS	8
	PRACTICIDAD		4		8
	COSTO		9		7
			21		23
DESAGÜE	PRACTICIDAD	EN EL FONDO	9	MANGUERA A LA DESCARGA	6
	LIMPIEZA		8		8
	REUTILIZACIÓN DEL SLURRY		3		9
	COSTO		9		7
			29		30
IMPULSORES	VIDA ÚTIL	ACERO	5	ACERO INOXIDABLE	9
	COSTO		9		4
			14		13
SELLOS MECÁNICOS	VIDA ÚTIL	CARBONO	2	CARBURO DE SILICIO	10
	COSTO		7		4
			9		14
TRANSMISIÓN DE POTENCIA	VIBRACIONES	ACOPLE RÍGIDO	4	ACOPLE FLEXIBLE	8
	INSTALACIÓN		7		7
	VIDA ÚTIL		9		7
	COSTO		9		7
			29		29
AISLAMIENTO DE VIBRACIONES	VIBRACIONES	SOPORTE FLEXIBLE	8	SOPORTE RÍGIDO	7
	INSTALACIÓN		5		9
	VIDA ÚTIL		6		9
	COSTO		5		9
			24		28
TOTAL			139		153

Nota: Elaboración propia.

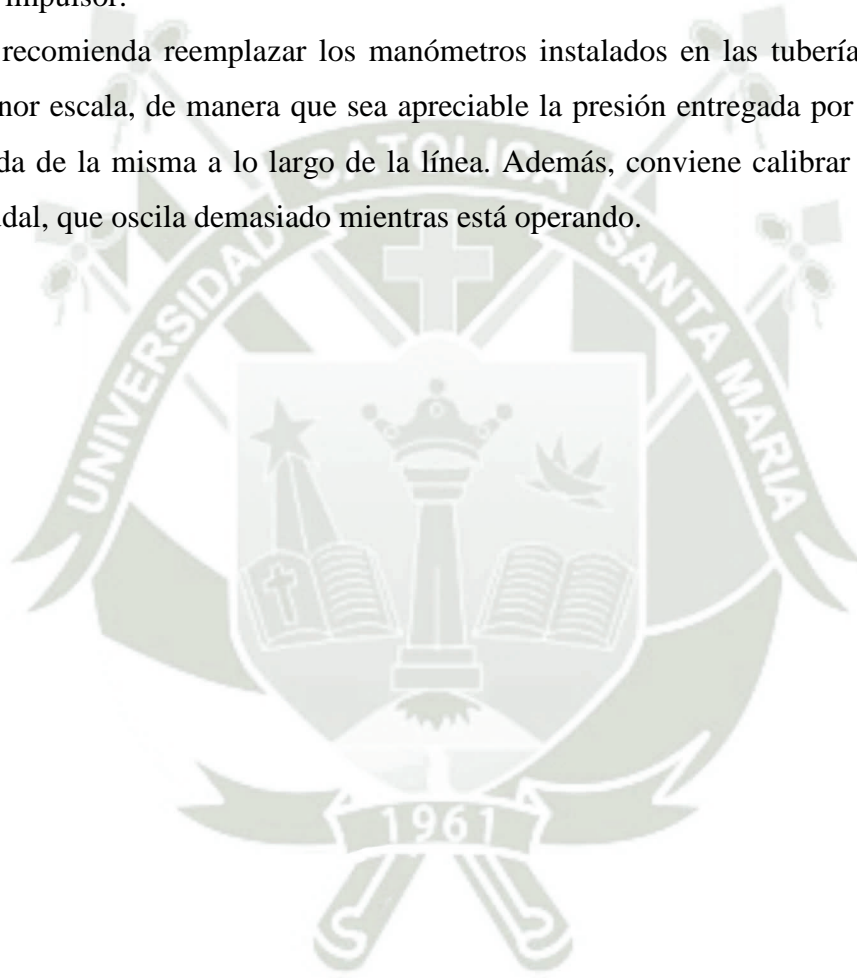
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

- Luego de realizar la reingeniería del módulo de bombeo de slurry se logró aislar la bomba de slurry de las vibraciones ajenas a ésta, haciendo posible el estudio y reducción de las vibraciones sólo en la bomba para futuros trabajos de investigación.
- Se verificó el estado operativo del módulo de bombeo de slurry, comprobando el correcto funcionamiento de la bomba, el agitador, llaves e instrumentos de medición, así como la estanqueidad de las tuberías y acoples. El sistema eléctrico también fue revisado, asegurando una operación segura para los usuarios.
- Se realizó la reingeniería del módulo de bombeo de slurry, modificando los acoples para mejorar la puesta en funcionamiento y el desagüe diario del sistema. Se montó la bomba sobre una placa rígida, incrementando la masa del conjunto, lo que ayudó a reducir las vibraciones del conjunto. Se instaló un acople flexible entre la bomba y el motor eléctrico, como medida para lograr el aislamiento de las vibraciones en la bomba.
- Luego de una primera prueba, se encontró que aún las vibraciones en la bomba superaban los límites recomendados por la norma ISO 10816-1, hallando un valor de 3.8 mm/s cuando lo recomendable es menor a 2.8 mm/s. Se logró reducir las vibraciones hasta valores recomendados realizando el alineamiento de ejes. Luego de medir nuevamente, se tuvo las vibraciones únicamente de la bomba, con un valor de 1.6 mm/s, quedando satisfactoriamente por debajo de los 2.8 mm/s recomendados por la norma ISO 10816-1.
- Se comparó los valores de vibración en la bomba, luego de realizar la reingeniería y se comparó con el estándar recomendado por la norma ISO 10816-1, logrando satisfacer las exigencias y quedando dentro de los límites de los valores recomendados.

RECOMENDACIONES

- Se recomienda operar la bomba a una frecuencia no mayor a 50 Hz, para evitar fugas de fluido por el sello mecánico. Según el fabricante, su frecuencia de operación es de 50 Hz, pudiendo soportar el contacto con materiales abrasivos. La inspección de este componente debe realizarse cada 80 horas, aprovechando también la inspección visual del impulsor de la bomba y la medida de desgaste directamente en los álabes del impulsor.
- Se recomienda reemplazar los manómetros instalados en las tuberías por unos de menor escala, de manera que sea apreciable la presión entregada por la bomba y la caída de la misma a lo largo de la línea. Además, conviene calibrar el medidor de caudal, que oscila demasiado mientras está operando.



REFERENCIA

- *Acoplamiento Flexibles UNE. (2020). Instrucciones de selección de acoplamiento. Gipuzkoa, España. <https://eganagroup.com/une/acoplamiento-flexibles/uneflex/seleccion-acoplamiento/>*
- Ausstar (2021). Volute Casing, Australia. <https://app-parts.com/product/app23-40-part-102-a/>
- Bross S. Addie G (2002), *Prediction of impeller nose wear behavior in centrifugal slurry pumps.* (Artículo). Elsevier Science Inc.
- Depo pump (2021). Bomba centrífuga. <https://www.deponpump.com/slurry-pump/horizontal-slurry-pump/centrifugal-belt-drive-slurry-pump-for-ball.html>
- Direct Industry (2021), Caudalímetro electromagnético, España. <https://www.directindustry.es/prod/krohne-messtechnik/product-5863-15106.html>
- Disai Automatic Systems, 2020, Valencia, España, Acoplamiento Flexibles, https://www.disai.net/wp-content/uploads/catalogos_pdf/Acoplamiento.pdf
- Flyght (2013), *Slurry handbook. Guidelines for slurry pumping.* Xylem Inc.
- Gomafiltros (2021). https://www.gomafiltros.com/productos/acoples_transmision/acople_elastico.php
- Hibbeler R (2010), *Dinámica*, México Prentice Hall.
- Hu J. Tse P. (2013), *A relevance vector machine-based approach with application to oil sand pump prognostics.* (Artículo). University of Hong Kong, Kowloon.
- Hyundai Herramientas (2021). Bombas centrífugas, Uruguay. <https://www.hyundaiherramientas.com.uy/catalogo/bombas-y-motobombas/bombas-centrifugas/bomba-centrifuga-1-hp-1-x-1hycpm158-019-4060/>.
- Iagua (2018). Sistemas de bombeo, España. <https://www.iagua.es>.
- Indiamart (2021). Centrifugal Impeller for water pump, India. <https://www.indiamart.com/proddetail/centrifugal-pump-impeller-16361624512.html>
- Kinetics Noise. (2015), *Vibration isolation. Product selection guide.* Kinetics Noise Control Inc.
- *KTR Systems GmbH (2020). Flexible jaw couplings. Rheine, Alemania. https://www.ktr.com/fileadmin/ktr/media/Tools_Downloads/kataloge/01_flexible_jaw_bin_bush_ROTEx.pdf*

- Lepuseal (2018). Mechanical seal, China. <https://www.lepuseal.com/factory-directly-wholesale-price-john-crane-mechanical-seal-type-21>
- Lu J. Yuan S. (2017) *Investigation on the vibration and flow instabilities induced by cavitation in a centrifugal pump*. (Artículo). Jiangsu University. Zhenjiang.
- Metso Minerals (2012), *Bombas para lodos. Aspectos básicos*. Metso Minerals Industries.
- Omega (2021). Manómetro de presión, España. <https://es.omega.com/prodinfo/galgas-de-presion.html>
- Researcgate (2021). Vortex Impeller. https://www.researchgate.net/figure/a-Vortex-pump-according-to-the-open-design-and-b-schematic-illustration-of-the-open_fig4_312116697
- Sea Ingeniería (2021). Bombas centrífugas. <https://seaing.cl/bombas-centr%C3%ADfugas/1459-bomba-centr%C3%ADfuga-pentax-cst-5504.html>
- So Rao S. (2012), *Vibraciones Mecánicas*. México, Pearson.
- Sunrise Foundry (2021). Impeller for water pump, China. <http://greycastironcasting.sell.everychina.com/p-108919893-good-performance-stainless-steel-casting-closed-impeller-for-water-pump.html>
- Tarodiya R. Gandhi B. (2016), *Hydraulic performance and erosive wear of centrifugal slurry pumps*. (Recopilación) Indian Institute of Technology. Roorkee.
- Técnica de fluidos (2021). Bombas centrífugas de cámara partida, España. <https://www.tecnicafluidos.es/bombas-centrifugas-de-camara-partida-boulton-p-316-es>
- Timsa (2021). Agitadores industriales. <https://www.timsa.com/agitadores-industriales/>
- Trombik P. Fleischer P. (2015) *Vibration isolation measures due to the high sensitive linear acceletator at the Paul Scherrer Institute*. (Artículo). Trombik Ingenieure AG, Zurich.
- Wassermann (2021). Bomba centrífuga con variador de frecuencia. <http://m.waterpumpsupplier.com/surface-pumps/variable-speed-pump-system/boosting-pump-with-frequency-converter.html>
- Weir Minerals (2009), *Slurry pump handbook*. Weir Slurry Group.
- World Pumps (1999), *Some aspects od slurry pump design*. (Artículo). Graphite Metallizing Corporation.

- Zhang N. Yang M. (2014) *Investigation on vibration characteristics in a centrifugal pump with special slope volute*. (Artículo). Jiangsu Univesity, Zhenjiang.



ANEXOS



ANEXO N° 1: ESTADO INICIAL DE VIBRACIONES



INFORME DE VIBRACIONES

De : TECSUP N° 2

Para : UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MARÍA

Asunto: ANÁLISIS VIBRACIONES DE MÓDULO DE BOMBA CENTRÍFUGA

Fecha : 21 de Mayo de 2019

El día 21 de mayo del 2019 se atendió el pedido de la Universidad Católica Santa María con el servicio de análisis vibracional a un módulo de una bomba centrífuga, en las instalaciones del laboratorio del pabellón R.

1. ALCANCE:

- Realizar el análisis vibracional a un módulo de bomba centrífuga y motor de un módulo de pruebas.

2. EQUIPOS E INSTRUMENTOS UTILIZADOS

- Colector de vibración Vibro-Expert de la marca pruftechnik

3. NORMA APLICABLE:

- Consideraciones Técnicas para la medición
En función a las características técnicas del motor se usó la norma 10816-1
- Norma ISO 10816-1 Velocidad

Velocity Severity		Velocity Range Limits and Machine Classes			
mm/s RMS	in/s Peak	Small Machines Class I	Medium Machines Class II	Large Machines	
				Rigid Supports Class III	Less Rigid Supports Class IV
0.28	0.02	Good	Good	Good	Good
0.45	0.03				
0.71	0.04	Satisfactory	Satisfactory	Good	Good
1.12	0.06				
1.80	0.10	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)	Satisfactory	Satisfactory
2.80	0.16				
4.50	0.25	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)
7.10	0.40				
11.20	0.62	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)
18.00	1.00				
28.00	1.56				
45.00	2.51				

4. PROCEDIMIENTOS Y RESULTADOS:

4.1 PROCEDIMIENTOS

- Puntos y planos de trabajo

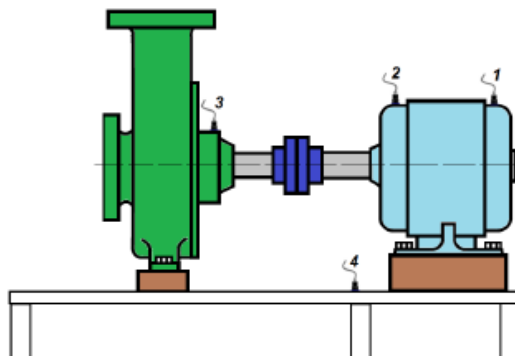


Fig. 1 Puntos de medición

4.2 RESULTADOS

Los valores obtenidos en los diferentes puntos, indican que la máquina está vibrando fuera de los valores recomendados por la norma ISO 10816-1.

Punto de Monitoreo	Valor Global (RMS)	Rango de Severidad
1H	13.5	Peligro
1V	5.8	Peligro
2V	6	Peligro
2H	4.8	Peligro
3V	5.3	Peligro
3H	4.5	Insatisfactorio

Tabla. 1 Valores globales

Los resultados de las fases nos señalan un gran desfase entre los puntos 1V y 4V lo que indica un problema de soltura o falta rigidez en el motor.

Punto de Monitoreo	Fase
1H	284°
1V	350°
2V	309°
2H	110°
4V	48°

Tabla. 2 Fases

Los espectros hallados indican los problemas siguientes

1V



Fig 2: Fragilidad estructural

1H

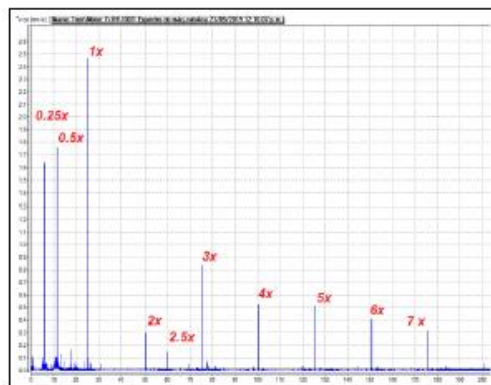


Fig 3: Soltura mecánica

2V

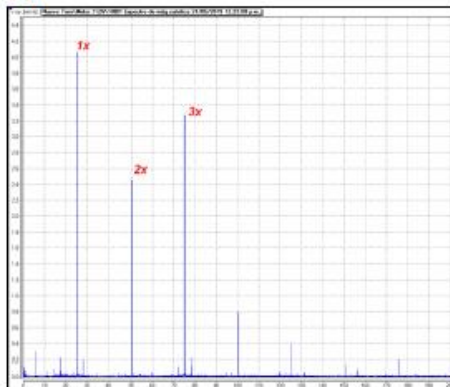


Fig 3: Desalineamiento

4.3 CONCLUSIONES

1. Los valores globales muestran una amplitud de vibración alta.
2. Los valores de fase y los espectros indicando un problema de falta de rigidez del motor o fragilidad estructural de la placa base.
3. El equipo presenta un desalineamiento entre el eje del motor y el eje de la bomba.

ANEXO N° 2: ESTADO DE VIBRACIONES DESPUÉS DE LA REINGENIERÍA



INFORME

De : ASOCIACIÓN TECSUP N° 2
 Para : UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MARÍA
 Asunto : Análisis Vibraciones de Módulo de Bomba Centrífuga
 Fecha : Arequipa, 01 de agosto del 2019

El día 31 de julio del 2019 se atendió el pedido de la Universidad Católica Santa María con el servicio de análisis vibracional a un módulo de una bomba centrífuga, en las instalaciones del laboratorio del pabellón R.

1. ALCANCE

Realizar el análisis vibracional a un módulo de bomba centrífuga y motor de un módulo de pruebas.

2. EQUIPOS E INSTRUMENTOS UTILIZADOS

- Colector de vibración Vibro-Expert de la marca Pruftechnik.

3. NORMA APLICABLE

- Consideraciones Técnicas para la medición.
 En función a las características técnicas del motor se usó la norma 10816-1.
- Norma ISO 10816-1 Velocidad.

Velocity Severity		Velocity Range Limits and Machine Classes			
mm/s RMS	in/s Peak	Small Machines Class I	Medium Machines Class II	Large Machines	
				Rigid Supports Class III	Less Rigid Supports Class IV
0.28	0.02	Good	Good	Good	Good
0.45	0.03				
0.71	0.04				
1.12	0.06	Satisfactory	Satisfactory	Good	Good
1.80	0.10				
2.80	0.16	Unsatisfactory (alert)	Unsatisfactory (alert)	Satisfactory	Satisfactory
4.50	0.25	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unsatisfactory (alert)	Unacceptable (alert)
7.10	0.40				
11.20	0.62				
18.00	1.00	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)	Unacceptable (danger)
28.00	1.56				
45.00	2.51				

4. PROCEDIMIENTOS Y RESULTADOS

4.1. PROCEDIMIENTOS

- Puntos y planos de trabajo.

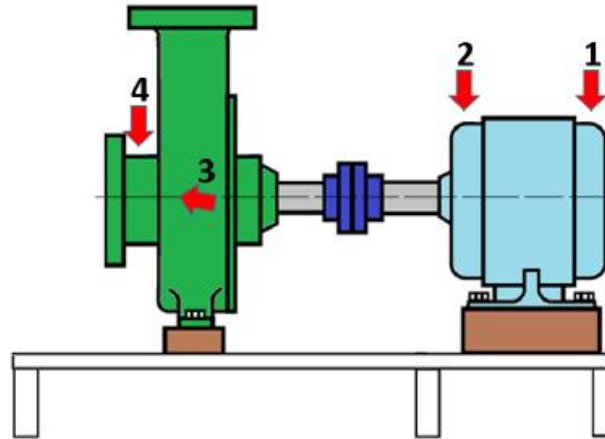


Figura 1. Puntos de medición

4.2. RESULTADOS

Los valores obtenidos en los diferentes puntos, indican que la máquina está vibrando fuera de los valores recomendados por la norma ISO 10816-1.

Punto de Monitoreo	Valor Global (RMS)	Rango de Severidad
1V	3.5	Alerta
1H	2.7	Alerta
2V	3.4	Alerta
2H	2.6	Alerta
2A	3.7	Alerta
3V	3.2	Alerta
3H	4.3	Alerta
3A	3.5	Alerta
4V	3.8	Alerta
4H	3.1	Alerta

Tabla 1. Valores globales

Los resultados de las fases nos señalan un gran desfase entre los puntos 2A y 3A lo que indica un problema de desalineamiento.

Punto de Monitoreo	Fase
1V	27°
1H	206°
2V	68°
2H	250°
2A	74°
3V	88°
3H	181°
3A	345°
4V	94°
4H	113°

Tabla 2. Fases

Los espectros hallados indican un problema de desalineamiento.

1V

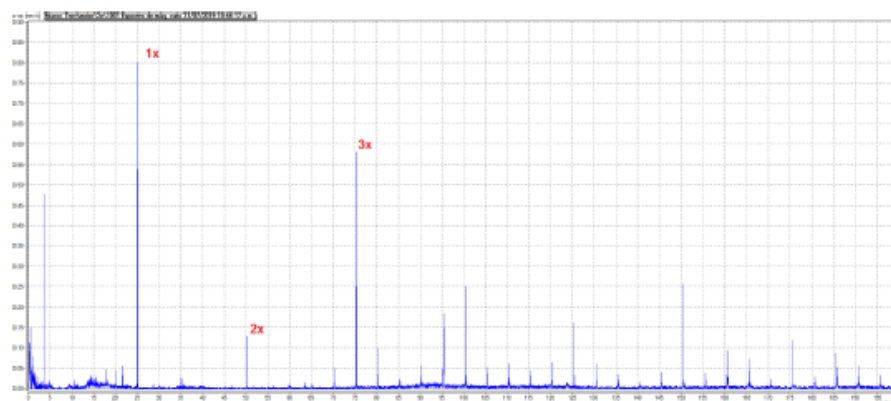


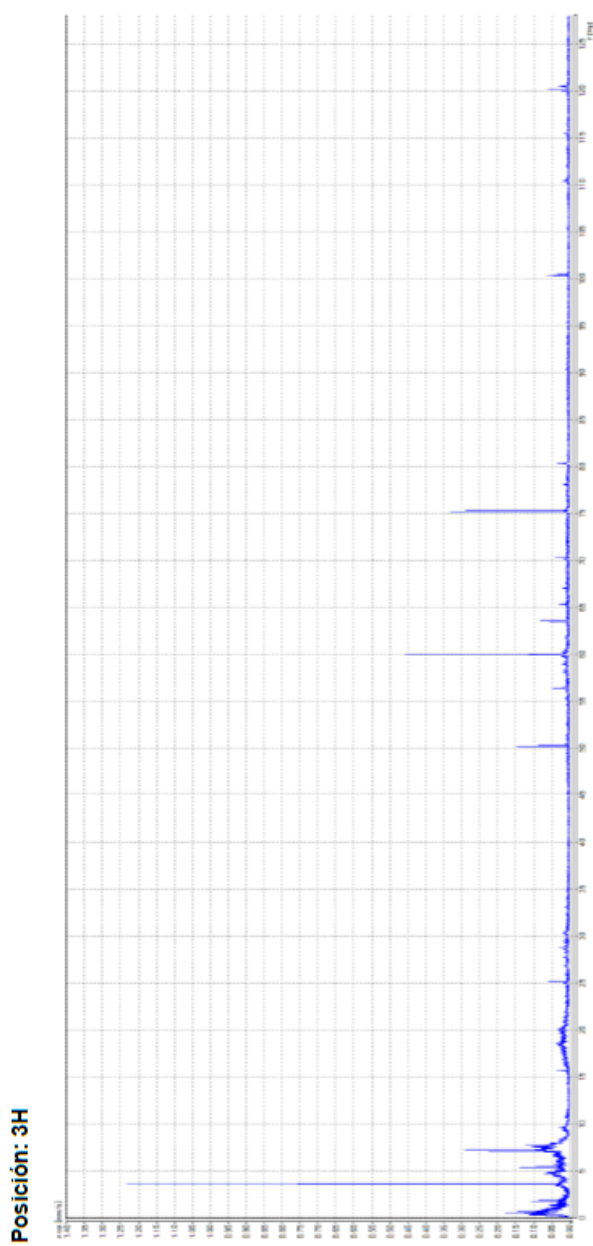
Figura 2. Desalineamiento

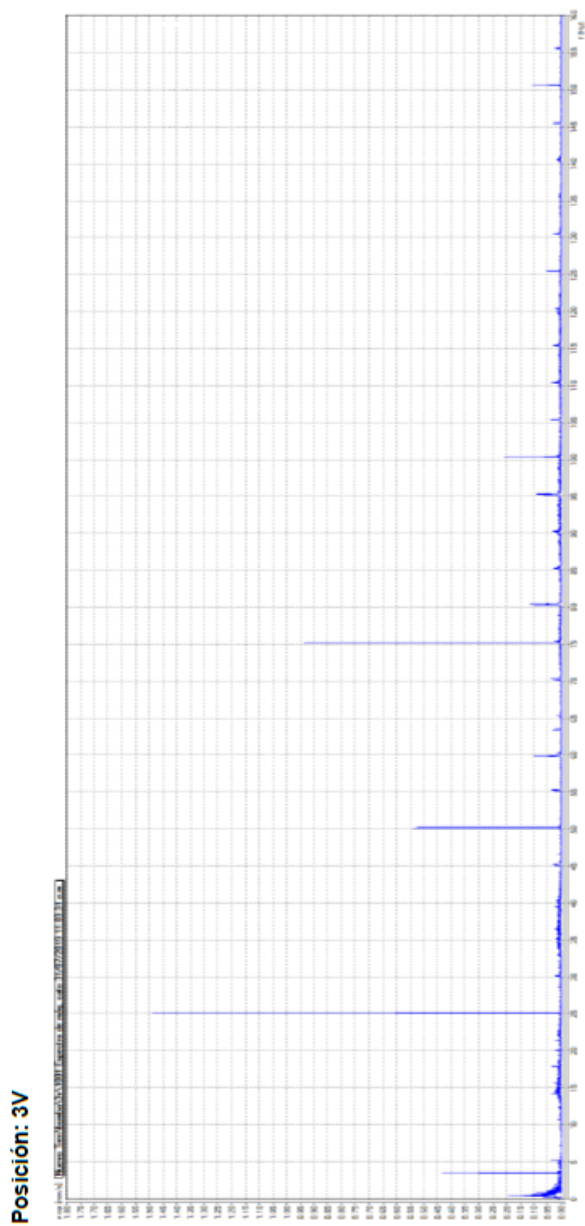
4.3. CONCLUSIONES

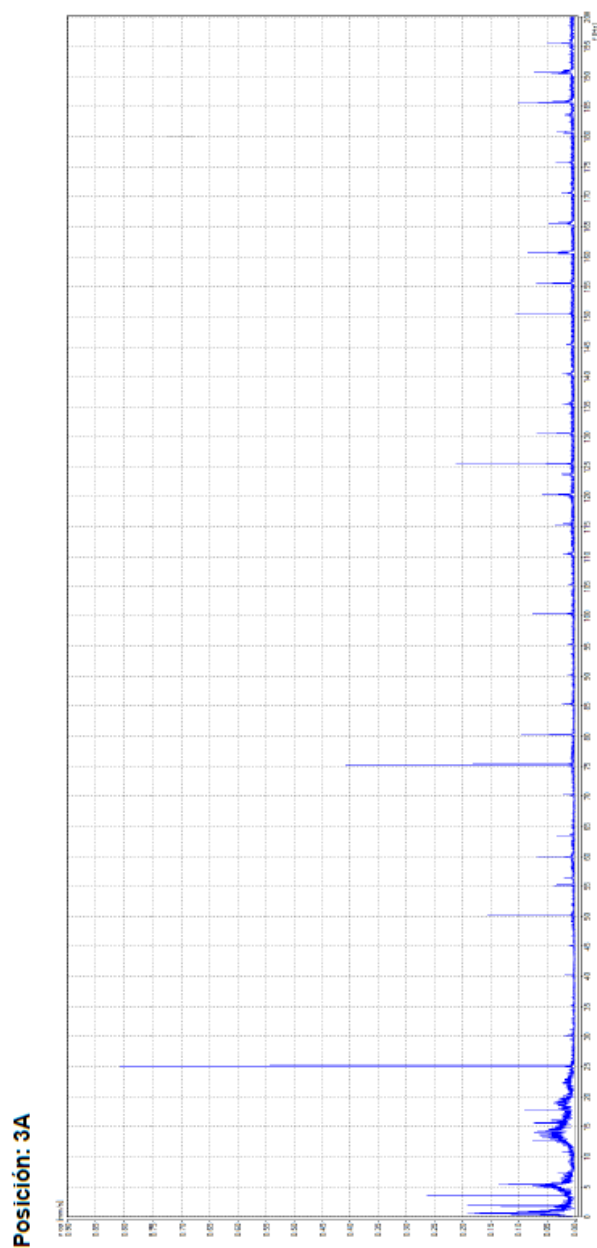
1. Los valores globales muestran una amplitud de vibración alta.
2. Los valores de fase y los espectros indicando un problema de desalineamiento entre el eje del motor y el eje de la bomba centrífuga.
3. Los espectros de la bomba son enviados en el anexo 1, para su seguimiento.



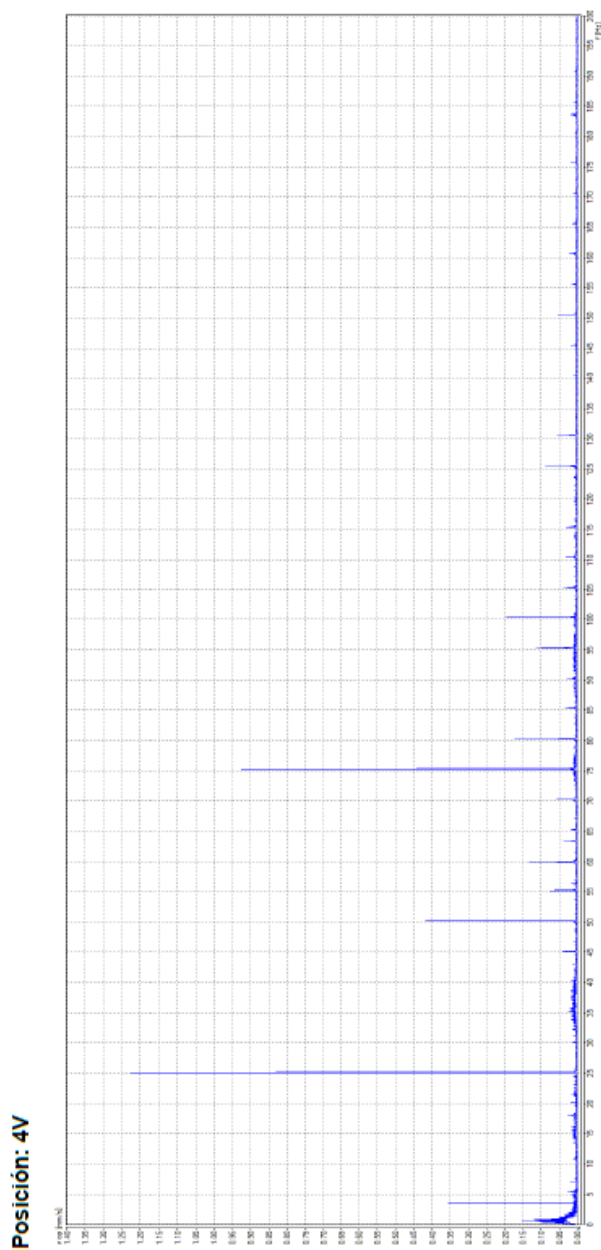
ANEXO 1: ESPECTROS DE LA BOMBA CENTRÍFUGA

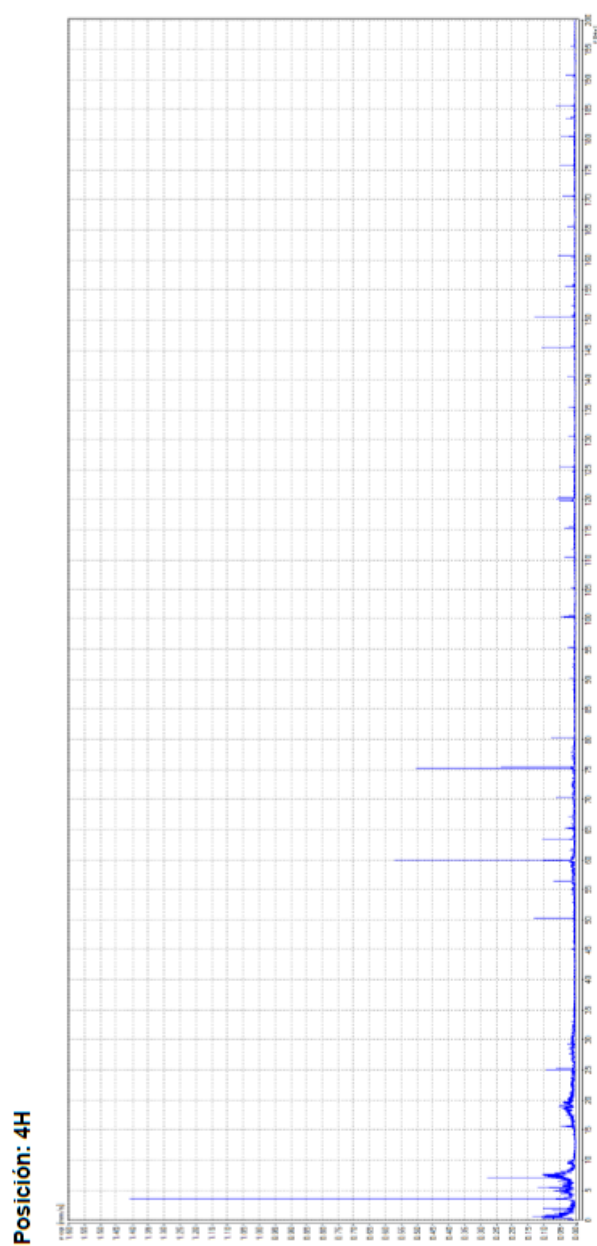






6







Es todo lo que tenemos que informar con relación al servicio solicitado; de necesitar información adicional sobre el tema, estaremos a su disposición.

Hacemos propicia la oportunidad para saludarlos.

Atentamente.

Juan Atencio Vega
LÍDER DE PROYECTOS

ANEXO N° 3: ESTADO FINAL DE VIBRACIONES, DESPUÉS DEL ALINEAMIENTO



INFORME

De : ASOCIACIÓN TECSUP N° 2
Para : UNIVERSIDAD CATÓLICA SANTA MARÍA
Asunto : Alineamiento Láser y Análisis Vibraciones de Módulo de Bomba Centrífuga
Fecha : Arequipa, 03 de setiembre del 2019

El día 26 y 27 de agosto del 2019 se atendió el pedido de la Universidad Católica Santa María con el servicio de alineamiento láser y análisis vibracional a un módulo de una bomba centrífuga, en las instalaciones del laboratorio del pabellón R.

El presente documento consta de un total de 09 páginas incluido los anexos, en los cuales se consideran el informe generado por el software del Equipo de Alineamiento y el Colector - Analizador de Vibraciones VIBXPERT, de la marca PRUFTECHNIK.

1. ALCANCE

- Realizar el alineamiento láser de una bomba centrífuga y motor de un módulo de pruebas.
- Realizar el análisis vibracional de una bomba centrífuga y motor de un módulo de pruebas.

2. EQUIPOS E INSTRUMENTOS UTILIZADOS

- Equipo de alineamiento láser de la marca Fixturlaser.
- Colector de vibración Vibro-Expert de la marca Pruftechnik.

3. ALINEAMIENTO LÁSER

- El desarrollo de la tarea de alineamiento láser se encuentra a detalle en el *Anexo I: Reporte de Alineamiento Bomba - Motor*.
- El equipo brindó los valores obtenidos:

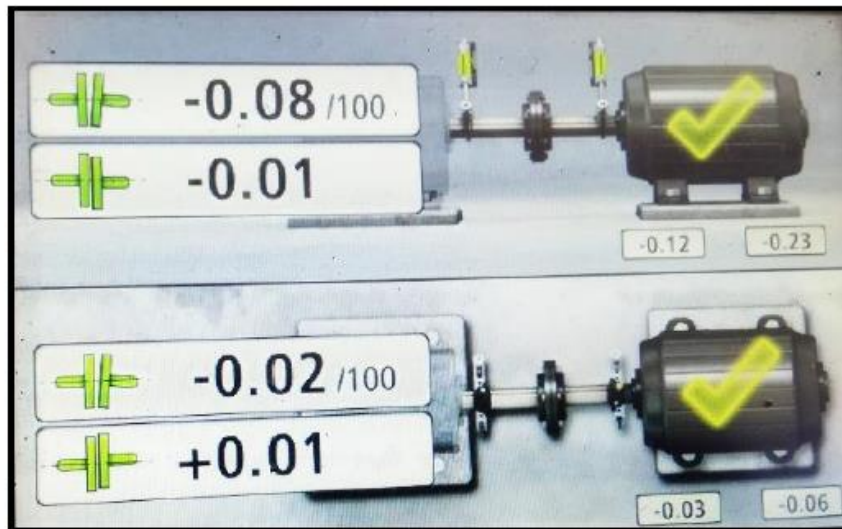


Figura 1. Valores de alineamiento

4. MEDICIÓN DE VIBRACIONES

- Los resultados de la medición de las vibraciones se encuentran a detalle en el *Anexo II: Reporte de Análisis de Vibraciones Motor - Bomba.*

5. RESULTADOS

- Se obtuvo el alineamiento deseado dentro de los valores indicados por el fabricante.
- Los valores de vibración global, se encuentran dentro del rango aceptable de la norma ISO 10816-1.

ANEXO I: REPORTE DE ALINEAMIENTO BOMBA - MOTOR

J1-1Z-2B.ACShalt

TECSUP
Sede Sur
Urb. Monterrey D-8 José Luis Bustamante y Rivero
Arequipa - Perú
www.tecsup.edu.pe

TECSUP
Pasión por la Tecnología

Información del Archivo

Empresa: UCSM
Lugar: Pabellón R
Área: Taller de mecánica
Tren de máquinas: bomba-motor

Descripción

Componente:	Tipo:	Nombre:	Montaje:
Máquina A:	Bomba	bomba	Máquina estática
Acoplamiento 1:	Coria flexible		
Máquina B:	Motor con ventilador	motor	

Dimensiones (gráfico)

A
bomba

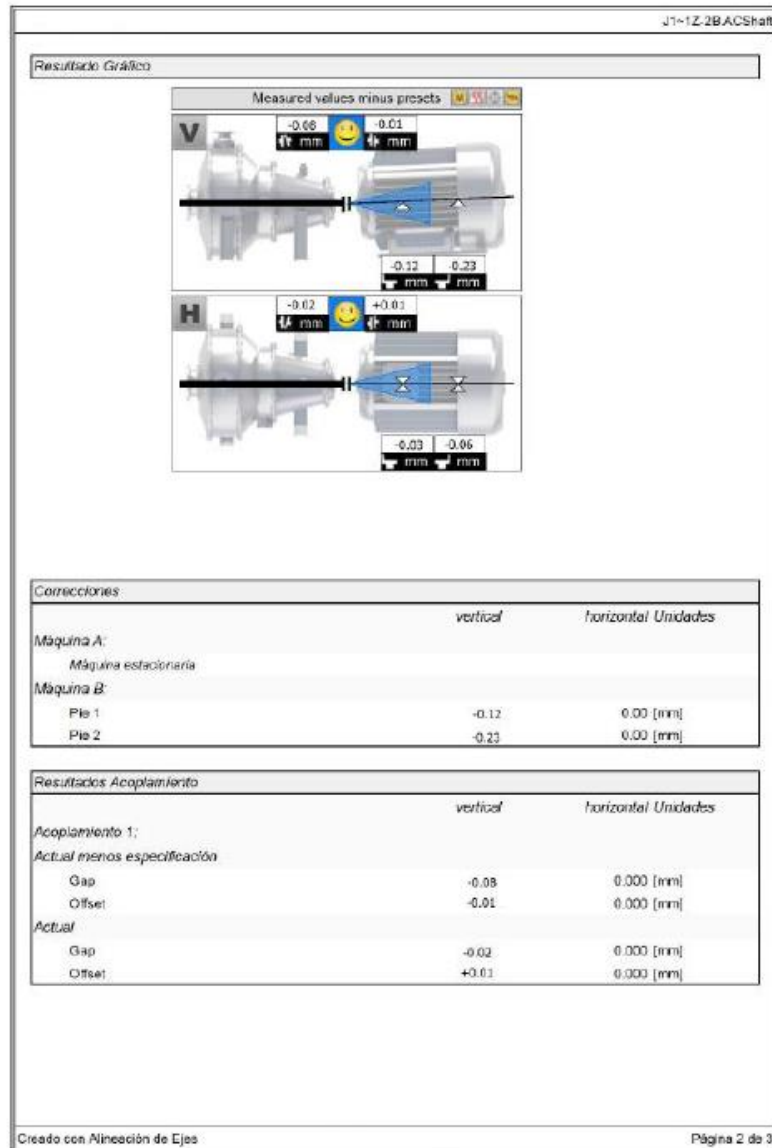
1504 RPM

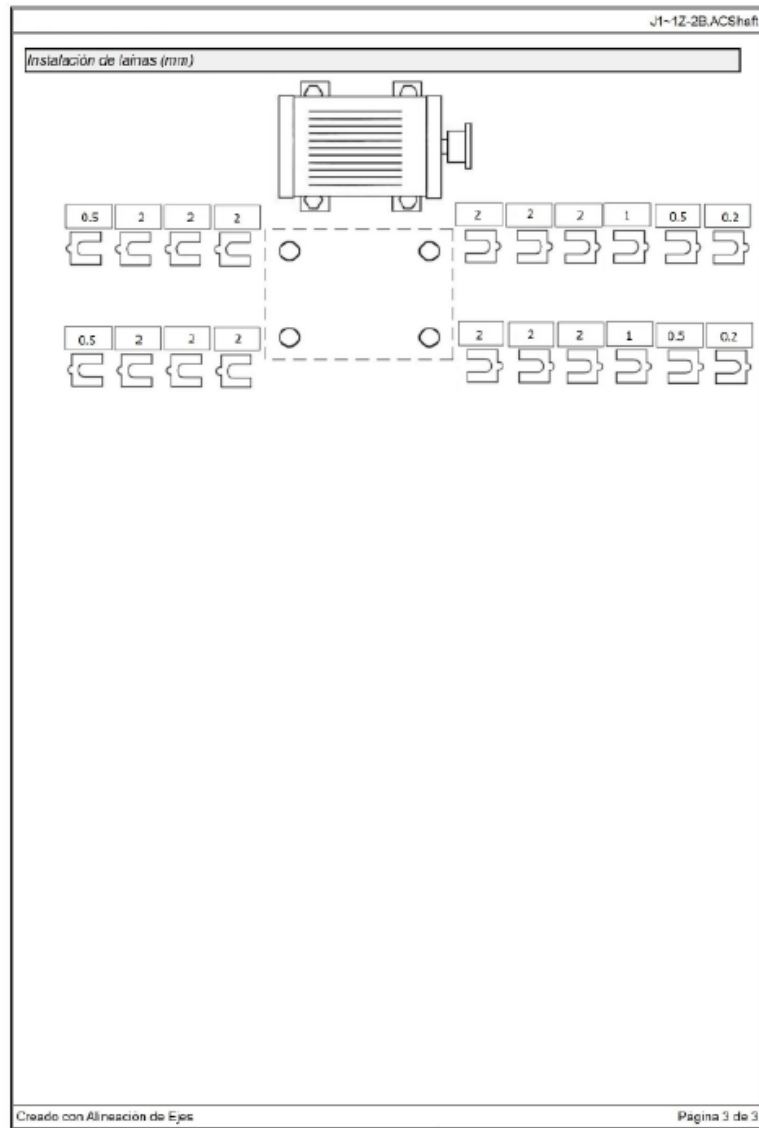
B
motor

Dimensiones

Acoplamiento 1:		
Diámetro acoplamiento		60 [mm]
Distancia a máquina derecha		70 [mm]
RPM		1504 [RPM]
Máquina A:		
Máquina B:		
Largo		180 [mm]

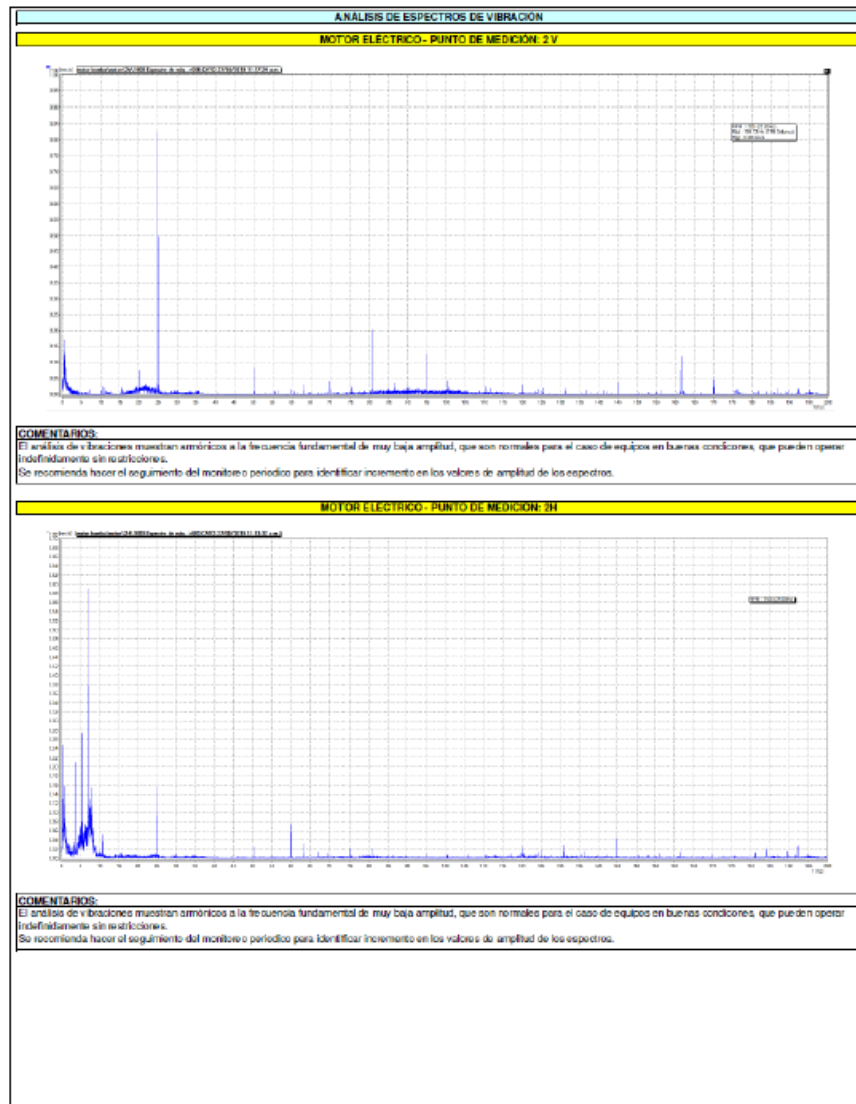
Creado con Alineación de Ejes Página 1 de 3

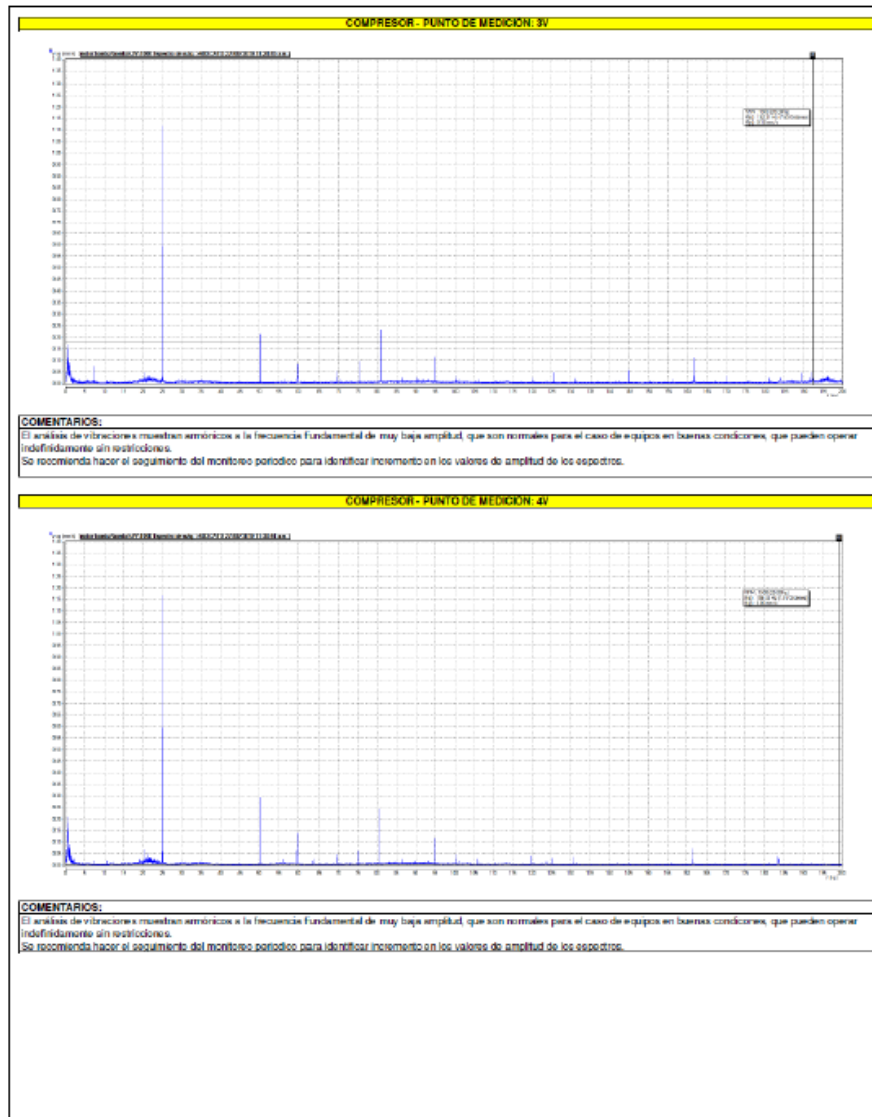




ANEXO II: REPORTE DE ANÁLISIS DE VIBRACIONES MOTOR - BOMBA

	ANÁLISIS DE VIBRACIONES MÓDULO MOTOR-BOMBA	Fecha de reporte: 03/09/2019																																																																																						
RESPONSABLE DEL MONITOREO: Juan M. Gómez Díaz TÉCNICO DE APOYO DE OMBI HORAS: 10 a. m. UBICACIÓN: PASADIZO HT FALLAS DE MECÁNICA																																																																																								
EVALUACIÓN VALORES GLOBALES DE ANÁLISIS DE VIBRACIONES																																																																																								
Nota: Tomar valores Globales en el Rango de Velocidad RMS (mm/s). Con los valores medidos y calculados se describe cómo se comporta la vibración de la máquina. (Norma ISO 10816-1-2011)																																																																																								
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th>Punto de Monitoreo</th> <th>Valor Global (RMS)</th> <th>Rango de Severidad</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>1H</td><td>0,7</td><td>Buena</td></tr> <tr><td>1V</td><td>1,6</td><td>Buena</td></tr> <tr><td>2H</td><td>1</td><td>Buena</td></tr> <tr><td>2V</td><td>0,8</td><td>Buena</td></tr> <tr><td>3H</td><td>1,2</td><td>Buena</td></tr> <tr><td>3V</td><td>1</td><td>Buena</td></tr> </tbody> </table>	Punto de Monitoreo	Valor Global (RMS)	Rango de Severidad	1H	0,7	Buena	1V	1,6	Buena	2H	1	Buena	2V	0,8	Buena	3H	1,2	Buena	3V	1	Buena	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <thead> <tr> <th colspan="2" style="text-align: left;">Velocity Severity</th> <th colspan="4" style="text-align: center;">Velocity Range Limits and Machine Classes</th> </tr> <tr> <th>mm/s RMS</th> <th>in/s Peak</th> <th>Small Machines Class I</th> <th>Medium Machines Class II</th> <th colspan="2">Large Machines</th> </tr> <tr> <th></th> <th></th> <th></th> <th></th> <th>Rigid Supports Class III</th> <th>Low Rigid Supports Class IV</th> </tr> </thead> <tbody> <tr><td>0.28</td><td>0.92</td><td rowspan="2" style="background-color: #008000; color: white;">Good</td><td rowspan="2" style="background-color: #008000; color: white;">Good</td><td rowspan="2" style="background-color: #008000; color: white;">Good</td><td rowspan="2" style="background-color: #008000; color: white;">Good</td></tr> <tr><td>0.45</td><td>0.93</td></tr> <tr><td>0.71</td><td>0.94</td><td rowspan="2" style="background-color: #90EE90;">Satisfactory</td><td rowspan="2" style="background-color: #90EE90;">Satisfactory</td><td rowspan="2" style="background-color: #008000; color: white;">Good</td><td rowspan="2" style="background-color: #008000; color: white;">Good</td></tr> <tr><td>1.12</td><td>0.95</td></tr> <tr><td>1.39</td><td>0.10</td><td rowspan="2" style="background-color: #90EE90;">Satisfactory</td><td rowspan="2" style="background-color: #90EE90;">Satisfactory</td><td rowspan="2" style="background-color: #008000; color: white;">Good</td><td rowspan="2" style="background-color: #008000; color: white;">Good</td></tr> <tr><td>2.39</td><td>0.15</td></tr> <tr><td>4.59</td><td>0.27</td><td style="background-color: #FFFF00;">Un satisfactory (infer)</td><td style="background-color: #FFFF00;">Un satisfactory (infer)</td><td style="background-color: #FFFF00;">Un satisfactory (infer)</td><td style="background-color: #FFFF00;">Un satisfactory (infer)</td></tr> <tr><td>7.18</td><td>0.40</td><td rowspan="2" style="background-color: #FF0000;">Un satisfactory (infer)</td><td rowspan="2" style="background-color: #FF0000;">Un satisfactory (infer)</td><td rowspan="2" style="background-color: #FF0000;">Un satisfactory (infer)</td><td rowspan="2" style="background-color: #FF0000;">Un satisfactory (infer)</td></tr> <tr><td>11.20</td><td>0.62</td></tr> <tr><td>18.00</td><td>1.00</td><td rowspan="3" style="background-color: #FF0000;">Un satisfactory (infer)</td><td rowspan="3" style="background-color: #FF0000;">Un satisfactory (infer)</td><td rowspan="3" style="background-color: #FF0000;">Un satisfactory (infer)</td><td rowspan="3" style="background-color: #FF0000;">Un satisfactory (infer)</td></tr> <tr><td>28.00</td><td>1.50</td></tr> <tr><td>45.00</td><td>2.51</td></tr> </tbody> </table>	Velocity Severity		Velocity Range Limits and Machine Classes				mm/s RMS	in/s Peak	Small Machines Class I	Medium Machines Class II	Large Machines						Rigid Supports Class III	Low Rigid Supports Class IV	0.28	0.92	Good	Good	Good	Good	0.45	0.93	0.71	0.94	Satisfactory	Satisfactory	Good	Good	1.12	0.95	1.39	0.10	Satisfactory	Satisfactory	Good	Good	2.39	0.15	4.59	0.27	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	7.18	0.40	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	11.20	0.62	18.00	1.00	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	28.00	1.50	45.00	2.51
Punto de Monitoreo	Valor Global (RMS)	Rango de Severidad																																																																																						
1H	0,7	Buena																																																																																						
1V	1,6	Buena																																																																																						
2H	1	Buena																																																																																						
2V	0,8	Buena																																																																																						
3H	1,2	Buena																																																																																						
3V	1	Buena																																																																																						
Velocity Severity		Velocity Range Limits and Machine Classes																																																																																						
mm/s RMS	in/s Peak	Small Machines Class I	Medium Machines Class II	Large Machines																																																																																				
				Rigid Supports Class III	Low Rigid Supports Class IV																																																																																			
0.28	0.92	Good	Good	Good	Good																																																																																			
0.45	0.93																																																																																							
0.71	0.94	Satisfactory	Satisfactory	Good	Good																																																																																			
1.12	0.95																																																																																							
1.39	0.10	Satisfactory	Satisfactory	Good	Good																																																																																			
2.39	0.15																																																																																							
4.59	0.27	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)																																																																																			
7.18	0.40	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)																																																																																			
11.20	0.62																																																																																							
18.00	1.00	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)	Un satisfactory (infer)																																																																																			
28.00	1.50																																																																																							
45.00	2.51																																																																																							
OBSERVACIONES Y/O RECOMENDACIONES: Los valores globales del motor eléctrico en general están dentro del rango aceptable. Los valores globales de la bomba en general están dentro del rango aceptable. Monitorear periódicamente para ver sus tendencias y un incremento en los valores RMS																																																																																								







Es todo lo que tenemos que informar con relación al servicio solicitado; de necesitar información adicional sobre el tema, estaremos a su disposición.

Hacemos propicia la oportunidad para saludarlos.

Atentamente.

Juan Atencio Vega
LÍDER DE PROYECTOS