

Numero rae:	Fecha de elaboración: 20/06/2011
Páginas: 101	Año: 2011
Autores	Juan David Niño Morales
Publicación:	Biblioteca fray Alberto Montealegre Gonzáles, Universidad de san buenaventura (Bogotá)
Unidad patrocinante:	Facultad de ingeniería
Palabras claves	Control de ruido, vibraciones, aislamiento
Descripción	<p>En la industria, el buen funcionamiento y una buena confiabilidad de las máquinas, es un factor de alta importancia. Por esto mismo las soluciones acústicas muestran una salida útil a estos problemas. Las vibraciones en bajas frecuencias son la mayor causa de averías en máquinas en la industria. Debido a ello, este proyecto está enfocado a dar solución a este problema mediante la implementación de técnicas pasivas de control de ruido (suspensión activa). Lo anterior nos lleva a la pregunta problema:</p> <p>¿la suspensión activa como control de ruido, aumenta la confiabilidad de las máquinas?</p>
Objetivo general	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Implementar la suspensión activa en la maquinaria industrial (motor-acople y bomba)</li> </ul>
Objetivos específicos	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Establecer parámetros correctos de medición</li> <li>• Determinar las características que originan el ruido y sus elementos fundamentales.</li> <li>• Aplicar las normas internacionales para medición de vibraciones. (iso 10816-3)</li> <li>• Corroborar que la aplicación de la técnica arroja mejores resultados</li> </ul>

Ejes temáticos	Tecnologías actuales y sociedad
Áreas del conocimiento:	Acústica y audio
Conclusiones	<p>Como se ha analizado en el punto 6.4 (comparación de datos) la suspensión activa atenúa las vibraciones en un porcentaje promedio de 96,54%, una reducción casi total de las vibraciones de la maquinaria industrial. Esto indica que el funcionamiento de la maquinaria industrial paso de un promedio de velocidad de 4.67 [mm/s] a uno de 0.13 [mm/s]. Según el criterio de la norma iso 10816, el estado de funcionamiento de la maquinaria industrial pasó de estar en zona d (estado inaceptable) a un funcionamiento del tipo a (estado bueno) de acuerdo a la tabla de severidad (ver tabla 4.3 <i>adaptación iso 10816-3</i>).</p> <p>Los datos obtenidos, después de la suspensión activa, reflejan un comportamiento ideal para maquinaria industrial, pues según la norma iso 10816-3, el comportamiento total de la máquina está niveles a y b (niveles menores a 2.8 mm/s). Esto asegura que la maquinaria industrial a la que se le aplicó la suspensión, tenga un promedio entre falla más alto (ver anexo). Es decir, que se asegura funcionamiento en promedio 2 años más de lo que se obtiene sin realizarse este tipo de implementaciones.</p> <p>Por otra parte, es importante anotar que se requiere de precisión en el momento de la medición para obtener lecturas de vibración confiables. Es decir, la utilización de equipos de alto grado de resolución, como el empleado en</p>

	<p>este proyecto (vibscanner). También es importante la ubicación de los sensores. En este trabajo se establecen los puntos donde se deben situar en este tipo de maquinaria industrial, y la orientación que debe seguirse (ver sección 5.1 “<i>desarrollo de la medición- diagnóstico- corrección del problema</i>”). Después de la implementación, es necesario llevar el mismo proceso de medición con el fin de establecer los nuevos valores de vibración. La norma iso 10816-3 es el estándar que rige los valores de severidad en los que se debe encontrar la maquinaria industrial luego de la implementación de la suspensión activa.</p> <p>Por último, se puede afirmar que este tipo de implementaciones ayuda a disminuir las vibraciones estructurales. La ventaja de disminuir las vibraciones de estructuras es que el funcionamiento de la maquinaria industrial será normal ya que los valores de vibración altos fueron atenuados con la implementación de la suspensión activa. Se puede hablar de reducción en las vibraciones estructurales ya que la frecuencia donde se encontraban los valores más severos 6300[cpm] (aproximadamente) disminuyeron en casi 95%. Por otro lado, el valor de frecuencia más alto después de la implementación se encontraba cerca de 1800[cpm]. Como el valor de giro del motor era aproximadamente 1800 [cpm] (ver 6.2.2 “<i>especificaciones del motor y la bomba</i>”), se puede asumir un comportamiento normal de la máquina.</p>
--	--

<p>Referencias Bibliográficas:</p>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Iso 10816-3, mechanical vibration -- evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts -- part 3</li> <li>• Marco bersanelli; mariogargantini (2006). Sólo el asombro conoce. La aventura de la investigación científica. Ediciones encuentro</li> <li>• Mark serridge y torben “accelerometer and vibration preamplifier handbook”, ,bruel&amp;kjaer primera edición.</li> <li>• B&amp;k. “noise control principles and practice”, bruel&amp;kjaer. Segunda edición. Impreso por naerum offset.</li> <li>• Cyril m. Harris. “shock and vibration handbook”. Cuarta edición.</li> <li>• Althomatlantique. “vibrachoc”..</li> <li>• P.a. nelson &amp; s.j. elliot. “active control of sound”</li> <li>• Cyril m. Harris. “manual de medidas acústicas y control del ruido” volumen 1</li> <li>• Cyril m. Harris. “manual de medidas acústicas y control del ruido” volumen 2</li> <li>• U.s. noise pollution and abatement act of 1972</li> <li>• Uno ingard. Notes on acoustics. (hingham, massachusetts: infinity science press llc, 2008)</li> <li>• Glenn d. White. Introducción a vibración de máquinas. Predict dli. Washington. 1995. 127p</li> <li>• Silva. Clarence w. Vibration and shock handbook .crc; 1st ed., 2005.</li> <li>• Aeroflexinc. Vibration mountings &amp; controls. Korfund dynamics. 1999</li> <li>• Moore, ron.schultz, john. Wilkins, josé. Expanding capacity: using process reliability analysis for strategic</li> </ul>
------------------------------------	--

	<p>business decisions. En: uptime. 9-20p</p> <ul style="list-style-type: none"><li>• O´hanlon, terrence. Computerized maintencemanagment and enterprise asset managment best practices.</li><li>• Hawkins, c. Bruce. Gestión de mantenimiento 201. En: uptime.</li></ul>
Autor RAE:	Juan davidniñomorales

IMPLEMENTACIÓN DE SUSPENSIÓN ACTIVA COMO CONTROL DE RUIDO EN  
MAQUINARIA INDUSTRIAL

JUAN DAVID NIÑO MORALES

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA  
PROGRAMA DE INGENIERIA DE SONIDO  
BOGOTA D.C.

2011

IMPLEMENTACIÓN DE SUSPENSIÓN ACTIVA COMO CONTROL DE RUIDO EN  
MAQUINARIA INDUSTRIAL

JUAN DAVID NIÑO MORALES

Proyecto de grado

Tutor:

Ing. Luis Alejandro Carrillo Flórez

UNIVERSIDAD DE SAN BUENAVENTURA

PROGRAMA DE INGENIERIA DE SONIDO

BOGOTA D.C.

2011

Nota de aceptación

---

---

---

---

---

---

Firma del presidente de jurado

---

Firma del Jurado

---

Firma del Jurado

## Dedicatoria

Le dedico este trabajo a mi familia. Gracias por darme el apoyo necesario para llegar siempre al final.

## CONTENIDO

	pág.
INTRODUCCIÓN	3
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	4
1.1 ANTECEDENTES (ESTADO DEL ARTE)	4
1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA	7
1.3 JUSTIFICACIÓN	8
1.3.1 Viabilidad	10
1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN	10
1.4.1 Objetivo General	10
1.4.2 Objetivos Específicos	10
1.5 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO	11
1.5.1 Alcances	11
1.5.2 Limitaciones	11
2. METODOLOGÍA	12
2.1 Equipos de medición	12
2.2 PROCEDIMIENTO	12
2.3 ENFOQUE DE LA INVESTIGACIÓN	14
3 LÍNEA DE INVESTIGACIÓN DE USB / SUB-LÍNEA DE FACULTAD / CAMPO TEMÁTICO DEL PROGRAMA	15
3.1 VARIABLES	15
3.1.1 Variables Independientes	15
3.1.2 Variables Dependientes	15

4. MARCO DE REFERENCIA	16
4.1 MARCO TEÓRICO	16
4.1.1 Principios del control de ruido	16
4.1.1.1 Vibración Estable y transitoria	16
4.1.1.2 Sistema de un grado de libertad	17
4.1.1.3 Frecuencia Natural	18
4.1.1.4 Combinación de muelles (resorte)	18
4.1.1.5 Efecto del amortiguamiento	18
4.1.1.6 Vibración Forzada	19
4.1.1.7 Movimiento de la base	19
4.1.2. Técnicas de control de la vibración	20
4.1.2.1 Control de la vibración en la fuente	20
4.1.2.2 Control de la vibración en las vías de transmisión	20
4.1.2.3 Control de la vibración en el receptor	21
4.1.2.4 Reducción del movimiento del punto de conexión	21
4.1.2.5 Reducción de la vibración del receptor	21
4.1.3 Aislamiento de la vibración	22
4.1.3.1 Amortiguamiento Estructural	22
4.1.4 Problemas en maquinaria industrial	23
4.1.4.1 Desequilibrio	23
4.1.4.2 Problemas en bajas frecuencias	23
4.1.4.3 Excentricidad	23
4.1.4.4 Flexión de ejes	23
4.1.4.5 Desalineación	24
4.1.4.6 Holguras	24
4.1.5 Suspensión activa/suspensión Pasiva	25
4.1.6 Unidades de Vibración en maquinaria	26
4.1.7 Equipos empleados en la medición de vibración	27
4.1.7.1 Equipo de medición VibScanner	27
4.1.7.2 Acelerómetro-CTC AC102-2C	30
4.2 HIPÓTESIS	31
4.3 MARCO LEGAL O NORMATIVO	31
4.3.1 Clasificación de acuerdo al tipo de máquina, potencia o altura de eje	33
4.3.2 Clasificación según la flexibilidad del soporte	35
5. DESARROLLO INGENIERIL	36
5.1 DESARROLLO DE MEDICIÓN-DIAGNOSTICO-CORRECCIÓN DEL PROBLEMA	36

5.1.1	Proceso de obtención de datos	36
5.1.2	Localizar fuente del problema	38
5.1.3	Propuesta de suspensión y procedimiento de instalación	40
5.1.4	Consideraciones para el cálculo de aislante	43
5.1.5	Cálculos para el diseño de aislantes	
6	PRESENTACIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS	45
6.1	LECTURAS DE VIBRACIÓN SOBRE MOTOR Y BOMBA	47
6.1.1	Lectura sobre el motor-Horizontal- Lado libre	47
6.1.2	Lectura sobre el motor-Vertical- Lado libre	48
6.1.3	Lectura sobre el motor-Axial- Lado libre	49
6.1.4	Lectura sobre el motor-Horizontal- Lado acople	50
6.1.5	Lectura sobre el motor-Vertical- Lado acople	51
6.1.6	Lectura sobre el motor-Axial- Lado acople	52
6.1.7	Lectura sobre la bomba-Horizontal-Lado acople	53
6.1.8	Lectura sobre la bomba-Vertical-Lado acople	54
6.1.9	Lectura sobre la bomba-Axial-Lado acople	55
6.1.10	Lectura sobre la bomba-Horizontal-Lado Libre	56
6.1.11	Lectura sobre la bomba-Vertical-Lado Libre	57
6.1.12	Lectura sobre la bomba-Axial-Lado Libre	58
6.2	DIAGNOSTICO DEL PROBLEMA Y DISEÑO DE AISLANTES	59
6.2.1	Origen del problema	59
6.2.2	Especificaciones del motor y la bomba	61
6.2.3	Diseño de aislantes	62
6.3	MEDICIONES DESPUÉS DE LA IMPLEMENTACIÓN	67
6.3.1	Lectura sobre el motor-Horizontal- Lado libre	67

6.3.2 Lectura sobre el motor-Vertical- Lado libre	68
6.3.3 Lectura sobre el motor-Axial- Lado libre	69
6.3.4 Lectura sobre el motor-Horizontal- Lado acople	70
6.3.5 Lectura sobre el motor-Vertical- Lado acople	71
6.3.6 Lectura sobre el motor-Axial- Lado acople	72
6.3.7 Lectura sobre la bomba-Horizontal-Lado acople	73
6.3.8 Lectura sobre la bomba-Vertical-Lado acople	74
6.3.9 Lectura sobre la bomba-Axial-Lado acople	75
6.3.10 Lectura sobre la bomba-Horizontal-Lado Libre	76
6.3.11 Lectura sobre la bomba-Vertical-Lado Libre	77
6.3.12 Lectura sobre la bomba-Axial-Lado Libre	78
6.4 COMPARACION DE DATOS	79
6.4.1 Porcentajes de atenuación	
7. CONCLUSIONES	81
7.1 RECOMENDACIONES	82
8. BIBLIOGRAFÍA	83

## INTRODUCCIÓN

El presente trabajo de grado tiene como eje central la implementación de técnica de suspensión activa como control de ruido y la consignación del procedimiento seguido para su consecución. El principal uso de esta técnica es corregir o prevenir averías (desgaste, desalineación, holgura, entre otros) en la maquinaria industrial. Este problema de máquinas se puede dar por factores tan diversos en cantidad como lo pueden ser en complejidad.

Uno de los principales usos de este tipo de control de ruido, está orientado a atenuar las vibraciones no deseadas en las maquinas. Se define como vibraciones no deseadas todas aquellas que puedan o estén afectando el comportamiento normal de las máquinas.

Este trabajo se hace principalmente por el interés de aplicar las técnicas de control de ruido en situaciones reales siguiendo un procedimiento preciso que arroje resultados exitosos. Esto permitió establecer cuales pasos son los más confiables en el desarrollo de este tipo de implementaciones sobre máquinas que se encuentran funcionando. Por otra parte, se establecen los pasos para realizar una medición exitosa sobre la máquina con el fin de identificar las fallas, problemas y verificar los valores después de la implementación.

En el ámbito del control de ruido es importante conocer las normas, como lo son la ISO 10816 o ISO 15230, entre otras. Y también conocer los parámetros que se deben medir tales como vibraciones en desplazamiento, velocidad o aceleración, y de esta manera para proceder a dar un diagnóstico. En este caso se utilizó un acelerómetro de alta calidad (alta precisión, hasta 6400 líneas de resolución) para poder medir las vibraciones en la máquina y conocer el estado en que se encontraba. En este documento están consignados todos los datos obtenidos y los respectivos análisis de los mismos

La finalidad de este tipo de implementaciones no es evitar que las máquinas se dañen con el tiempo, el objetivo principal es extender el tiempo de funcionamiento apropiado y el momento en que ocurra una falla.

## 2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

### 1.1 ANTECEDENTES (ESTADO DEL ARTE)

En la industria del control de ruido existen tantas soluciones como número de problemas. Dado que en gran mayoría de industrias se carece de un adecuado y correcto análisis de sonido y frecuencias, existe una gran cantidad de oportunidades para el análisis e implementación de soluciones en el campo del control pasivo de diferentes tipos de maquinaria.

*“El ruido puede ser causado por un sinnúmero de factores, y la implementación de muchas mediciones pueden ser requeridas antes de tomar alguna decisión sobre cual medida tomar para resolver el problema deseado. No es usual emplear un único método de reducción de ruido. En la mayoría de casos es necesario tomar diferentes acciones para obtener el resultado deseado.”<sup>1</sup>*

A pesar de lo molesto que pueda parecer, el ruido (industrial) no siempre fue considerado como un problema social. Durante la revolución industrial, algunos cientos de años atrás, una de las principales señales de desarrollo era el ruido generado por las diferentes fábricas. En algunas ocasiones se consideró como un indicador de cultura.<sup>2</sup>

---

<sup>1</sup>BRUEL&KJAER. *Noise control Principles and practice*, 2<sup>nd</sup> edition. Printed by Naerum offset. 10p

<sup>2</sup> UNO INGARD. *Notes on Acoustics*. (Hingham, Massachusetts: Infinity Science Press LLC, 2008)

Dentro de los primeros momentos en la historia donde se encuentran las primeras acciones por evitar la propagación del ruido y sonido en general, Michael Faraday en 1784 tuvo una particular asignación. En un intento de la Comisión de Cárceles de Inglaterra por prevenir la comunicación entre presos, Faraday fue contratado con la tarea de construir muros que impidieran la comunicación de celdas adyacentes. El fin era proteger la cárcel y así mismo brindar un espacio de reflexión silencioso para los internos.<sup>3</sup>

Era de esperarse que el desarrollo para controlar el ruido se inclinara más hacia la parte de construcción. La creación de materiales más ligeros y resistentes hizo que los materiales contaran con estudios previos para tener en cuenta factores acústicos. La generación de experimentos llevó también a la creación de aparatos de medición y nuevas tecnologías que permitían tener materiales estandarizados y parámetros de comportamiento.

En 1960 y 1967 El Reino Unido y Japón, respectivamente, intentaron establecer regulaciones en cuanto a la emisión de ruido. El problema radica en la complejidad de los textos y las normas. Uno de los primeros países que se esforzó por tener regulación clara en cuanto a emisiones de ruido y controles de transmisión, fue Estados Unidos. En los años sesentas y un poco antes, era poca la gente que reconocía los posibles problemas que en el futuro podrían encontrar manifestarse en las personas. Algunas pocas manifestaciones y demandas de personas que resultaban afectadas por aeropuertos y avenidas, generaron preocupación en el gobierno y tomaron medidas preventivas. En 1972 estos problemas cambiaron. En un acta llamada Acta de control de Ruido<sup>4</sup> (*NCA: Noise Control Act*) se estipularon los valores máximos permitidos para un amplio número

---

<sup>3</sup> IBID.,8.

<sup>4</sup> U.S. *Noise Pollution and Abatement Act of 1972*

de fuentes generadoras de ruido, se incluían: vehículos motorizados, aeronaves, algunos tipos de calefactores, ventilación, sistemas de aire acondicionado (HVAC), maquinarias y algunos aparatos de gran tamaño. Adicionalmente, se presentó una gran base de datos con efectos al cuerpo y la salud humana que se relacionaban con la exposición al ruido. Otro aporte importante para el desarrollo de tecnologías se dio durante la segunda guerra mundial. Aparte del gran desarrollo de armas y transporte de guerra, muchos científicos se vieron involucrados en la parte de investigación de ruido producido por barcos y submarinos, tanto aliados como enemigos. Esto generó resultados obvios en este campo, pero más importante fue la atención que recibió este campo que antes era desconocido o poco investigado por la mayoría de científicos.

A medida que la tecnología se fue desarrollando más máquinas se inventaron para mejorar los procesos, aparatos de medición y normas para regular. El control de ruido ha sido un campo en el que diferentes ramas de la ingeniería han intervenido para poder llegar a diferentes estándares que ayuden a resolver los errores más comunes que se presentan en este campo. La ISO<sup>5</sup>, como organismo de control de estos estándares, presenta gran cantidad de trabajos que han sido dedicados en este campo de la ingeniería. Desde hace más de 50 años se tiene conocimiento sobre los problemas que se genera en las personas y las maquinarias cuando no se tiene un control adecuado en cuanto a la vibración de la misma.

En la actualidad, muchos procesos de mantenimiento predictivo y preventivo se llevan a cabo con mucha más frecuencia que algún tiempo atrás. El objetivo se ha convertido en aprovechar la capacidad de las herramientas en el porcentaje más

---

<sup>5</sup> WHITE, Glenn D. Vibración de máquinas. Bainbridge Island, WA: DLI Engineering Corp. 1995. 139p

alto, reduciendo costos innecesarios en reparación de máquinas.<sup>6</sup> Otro paso importante se vio, por parte de los diferentes software especializados que llegaron al mercado como herramientas útiles para este tipo de problemas de vibración. En el principio servían solamente como asistentes en la captura de datos. En la actualidad existen empresas que basan las soluciones de los problemas, en programas específicos que ayudan a recuperar dinero invertido y abaratan costos.<sup>7</sup> Cabe recordar que todo esto se basa en la precisión con que se realicen los controles de ruido. Sea una pared simple en un espacio residencial, la suspensión de un automóvil o un edificio completo; la precisión y la calidad del trabajo deben dar soluciones integrales, no soluciones transitorias.<sup>8</sup> Hoy en día el control de ruido es un campo gigante que abarca una posición importante en las sociedades del mundo.

Muchas empresas, tanto de aislantes como de maquinaria de todo tipo, de igual manera que instituciones educativas han invertido esfuerzos para conocer los beneficios de aislar las máquinas. Entre las empresas con mayores estudios están CDM y *WEG Electric Corp.*<sup>9</sup>, estos últimos han podido establecer que el tiempo de funcionamiento de los motores se puede extender casi un 50% más, si se aplican técnicas de aislamiento activo. Es decir que la vida de un motor puede ser de 6 años aislado y de 4 años si el motor cuenta con base rígida, es decir que no cuenta con ningún tipo de aislamiento.

Para obtener estas conclusiones WEG Electric Corp. decidió hacer aislamientos de todo tipo y comparar dichos resultados. Se hicieron aislamientos parecidos a los que se aplicaran en este proyecto además de cerramientos más complejos que

---

<sup>6</sup> MOORE, Ron.SCHULTZ, John. WILKINS, José. Expanding Capacity:Using Process Reliability Analysis for Strategic Business Decisions. En: UpTime. 9-20p.

<sup>7</sup> O HANLON, Terrence. Computerized Maintenance Management and Enterprise Asset Management Best practices.25p.

<sup>8</sup> HAWKINS, C. Bruce. Gestión de mantenimiento 201. En: Uptime. 40-43p.

<sup>9</sup> WEG. Motores eléctricos de inducción trifásicos de alta y baja tensión. Sc, Brasil

aíslan también el ruido aéreo, permitiendo prevenir problemas en personas. Estos cerramientos o enclaustramientos además de ser más efectivos también son más costosos y no se pueden aplicar en todos los casos. El caso más efectivo se consiguió con doble aislamiento estructural y doble enclaustramiento, lo que ocasionó una reducción en el ruido aéreo de casi 90%. Pasando de niveles de 85dB a 65 dB en frecuencias bajas y 0 dB en frecuencias medias y altas. A pesar de ser tan efectiva, es poco empleada por su instalación tan costosa y porque en ocasiones las maquinarias industriales no pueden ser enclaustradas de esta manera.

En una mirada local, no se encontraron trabajos relacionados con la implementación de técnicas de control de ruido en la Universidad de San Buenaventura<sup>10</sup>(Ver justificación del proyecto). Si bien existen varios acercamientos hacia el control de ruido y las vibraciones, la implementación es un valor agregado de este proyecto. En ese sentido la relevancia de este trabajo radica en la aplicación de conocimientos a la práctica.

## **1.2 DESCRIPCIÓN Y FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

En la industria, el buen funcionamiento y una buena confiabilidad de las máquinas, es un factor de alta importancia. Por esto mismo las soluciones acústicas muestran una salida útil a estos problemas. Las vibraciones en bajas frecuencias son la mayor causa de averías en máquinas en la industria. Debido a ello, este proyecto está enfocado a dar solución a este problema mediante la implementación de técnicas pasivas de control de ruido (suspensión activa). Lo anterior nos lleva a la pregunta problema:

---

<sup>10</sup> Consulta en la biblioteca de la Universidad de San Buenaventura y [www.usbbog.edu.co](http://www.usbbog.edu.co)

¿La suspensión activa como control de ruido, aumenta la confiabilidad de las máquinas?

En este trabajo se pretenden analizar a fondo dos normas de gran utilidad para la obtención de correctas medidas de campo sobre las diferentes “máquinas problema”. Las normas ISO 2372 y en la ISO 10816-3 son los estándares que se tendrán en cuenta en la resolución de este problema. La primera de ellas habla sobre las vibraciones mecánicas en maquinaria que opere en velocidades de 10 a 200rev/s y las bases para hacer evaluaciones específicas estándares. La segunda habla sobre la medición de elementos vibratorios en partes no rotacionales de potencia nominal por encima de 15kW y velocidades nominales de 120 r/min y 15000r/min cuando se miden in situ. En este trabajo también se tendrá presente la utilidad o no de estas normas. Por lo que se puede establecer otra pregunta sobre ¿Qué tan efectivas son estas normas?

### 1.3 JUSTIFICACIÓN

- ***Abarca un campo importante de la ingeniería:***

El control de ruido, es un campo gigante dentro del mundo ingenieril dentro del cual los ingenieros de sonido tienen un papel importante para desarrollar saber. Este trabajo se enfoca en el campo del control de ruido, que a pesar de tener un número alto de trabajos, investigaciones y demás, todavía sigue dando pie para grandes aportes ingenieriles y soluciones prácticas que ayudan a mejorar la vida de las sociedades.

- ***Desarrollo práctico de técnicas de ruido***

La aplicación del conocimiento teórico en la práctica es uno de los propósitos fundamentales de este proyecto. El hecho de ver los resultados que se han estudiado en las aulas de clase y corroborar los resultados, ayuda a reforzar el conocimiento y ayudan a proponer nuevas líneas de pensamiento.

- ***Disminuir las emisiones molestas y perjudiciales de ruido***

Otro factor importante de este proyecto es la solución que se le da a varios problemas. Por un lado tenemos el funcionamiento de las máquinas; estas se ven beneficiadas, ya que, la mejora de su funcionamiento y la confiabilidad de las mismas es un objetivo de este proyecto. El hecho de hacer este tipo de controles de ruido, ahorrar también dinero que puede desperdiciarse en mantenimiento o en el arreglo de fallas, de piezas o funcionamiento.

De igual manera, otro sector que se ve beneficiado con la implementación de la suspensión activa en las máquinas, es el personal encargado de operarlas. Al reducir la vibración de la máquina también se reduce la emisión de ruido que afecta a los trabajadores, esto es un gran aporte para mejorar las condiciones de trabajo en cualquier tipo de industria.

- ***No se encontró antecedentes de trabajos similares en la USB***

A pesar de la cantidad de trabajos que se han realizado sobre el tema en la Universidad de San Buenaventura, ninguno ha hecho una implementación de

control de ruido sobre maquinaria industrial. Este trabajo pretende ser el primero en realizar una implementación exitosa de este tipo en maquinaria industrial. El documento final servirá para futuros estudiantes que pretendan ahondar el tema y posiblemente en este campo de la acústica tengan una herramienta de soporte.

### **1.3.1 Viabilidad**

- Bajos costos
- Disponibilidad de Equipos de medición
- Asesoramiento externo
- El operador de la máquina aprobó la implementación.
- Disponibilidad de las maquinas

## **1.4 OBJETIVOS DE LA INVESTIGACIÓN\***

### **1.4.1 Objetivo General**

- Implementarla suspensión activa en la maquinaria industrial (motor-acople y bomba)

### **1.4.2 Objetivos Específicos**

- Establecer parámetros correctos de medición
- Determinar las características que originan el ruido y sus elementos fundamentales.
- Aplicar las normas internacionales para medición de vibraciones. (ISO 10816-3)
- Corroborar que la aplicación de la técnica arroja mejores resultados

## **1.6 ALCANCES Y LIMITACIONES DEL PROYECTO**

### **1.6.1 Alcances**

- Solo se hará la implementación en un conjunto de máquinas (Motor & Bomba).
- Aplicación completa de teorías de ruido y desarrollo práctico de las mismas.
- Documento escrito que sirva como referencia bibliográfica en la USB.

### **1.6.2 Limitaciones**

- Se debe coordinar con las necesidades del usuario.
- Desplazamiento hasta la planta donde se encuentran las máquinas.

## 2. METODOLOGÍA

En este proyecto se busca hacer la implementación exitosa de una suspensión como control de ruido en maquinaria industrial. En este punto del proyecto se establecen los recursos utilizados y también los pasos que se deben seguir para lograr cumplir los objetivos.

### 2.1 EQUIPOS DE MEDICIÓN

Para este proyecto se emplearon dos equipos de adquisición de datos. El *VibScannery* acelerómetro CTC AC102-2c (ir a “4.1.5. Equipos empleados en la medición de vibración” para especificaciones)

Son equipos de alta calidad que ayudan a la obtención de diferentes mediciones de vibración. Estos equipos permiten ajustar el rango de frecuencias de muestreo dependiendo de las necesidades (hasta 64kHz) y a su vez también ajustar el número de líneas (de 400 a 6400 líneas/Ancho de línea > 0.03 Hz). También cumplen con requerimientos de estándares mundiales como lo son la ISO 2954:1975 y la DIN 45662, que se enfocan en parámetros de aparatos de medición. Para facilitar la lectura de datos estos acelerómetros están equipados con software que permite la extracción de datos y manipulación de los mismos.

## 2.2 PROCEDIMIENTO

Para entender el procedimiento empleado, de manera clara, a continuación se enumeran los diferentes pasos que se deben tomar en el proyecto para realizar un montaje correcto y obtener los resultados deseados

- I. Recolectar información de la maquinaria en la que se va a realizar el trabajo.
- II. Realizar mediciones de vibración (desplazamiento, velocidad y/o aceleración)
- III. Análisis de los datos obtenidos
- IV. Realizar un diagnóstico del comportamiento de la máquina y determinar la fuente de ruido
- V. Hacer los respectivos cálculos de la suspensión
- VI. Fabricación de la suspensión
- VII. Realizar el montaje sobre la máquina
- VIII. Poner la máquina en marcha y realizar medición después de la instalación
- IX. Analizar resultados y comparar los datos

### 2.3 ENFOQUE DE LA INVESTIGACIÓN

Esta investigación se realiza basándose en un desarrollo empírico analítico<sup>11</sup>, ya que se basa en los resultados exactos para la comprobación de los resultados y la sustentación de la hipótesis.

El enfoque que toma este trabajo es “Investigación Aplicada”, debido a la relación que se va a establecer entre la teoría y la práctica. Esto es debido a que se implementará un tipo de suspensión como control de ruido. Para lograrse este objetivo, es necesario la documentación, diseño, diagnóstico y construcción de dicho dispositivo.

---

<sup>11</sup>BERSANELLI; Marco, GARGANTINI, Mario (2006). Sólo el asombro conoce. La aventura de la investigación científica. Ediciones Encuentro

### **3 LÍNEA DE INVESTIGACIÓN DE USB / SUB-LÍNEA DE FACULTAD / CAMPO TEMÁTICO DEL PROGRAMA**

Siguiendo los lineamientos de la universidad este trabajo se divide en las siguientes ramas de la USB:

- ***Línea institucional: Tecnologías actuales y sociedad***

Ya que un proceso fundamental en la obtención y análisis de resultados se basa en la captación de lecturas sobre la maquinaria industrial, la sub-línea sería:

- ***Sub-línea de la facultad: Análisis y procesamiento de señales***

La finalidad de este trabajo es la implementación de una suspensión activa para poder disminuir vibraciones en maquinaria industrial. Por lo que el tema central será el control de ruido. De esta manera el núcleo temático sería:

- ***Campos de investigación: Acústica y audio***

#### **3.1 VARIABLES**

##### **3.1.1 Variables Independientes**

- Masa de la máquina
- Distancia de los ejes
- Velocidad de giro (motor)
- Potencia de la máquina

### **3.1.2 Variables Dependientes**

- Centro de gravedad
- Frecuencia de respuesta

## 4. MARCO DE REFERENCIA

### 4.1 MARCO TEÓRICO

#### 4.1.2 Principios del control de ruido

##### 4.1.1.1 Vibración Estable y transitoria

La vibración es un movimiento cuya magnitud es pequeña. Cada sistema mecánico va a mantenerse en movimiento (oscilar) si este es movido de su posición de descanso y luego se deja libre. En las máquinas, cada una presenta una señal propia de vibración y es allí, donde se encuentra valiosa información que ayuda a determinar el comportamiento de cada componente constituyente. Por tanto, la señal que se reciba, ya sea en un software o en algún aparato de medición, contiene la información de las sumas de vibraciones de cada parte de la máquina.

El número de veces en el que un sistema oscile en un segundo se le denomina frecuencia de vibración, expresándose en Hertzios (Hz). El recíproco del período es la frecuencia (es decir (Ecu. 4.1)  $F=1/P$ ).

El movimiento en función del tiempo de cualquier punto particular de un sistema lineal vibrante viene dado por: <sup>12</sup>

$$x = x_o \text{Sen } 2\pi ft \quad (\text{Ecu. 4.2})$$

Donde  $x_o$  es la amplitud del desplazamiento del movimiento,  $f$  es la frecuencia de la vibración medida en Hz y  $t$  es el tiempo en segundos. El movimiento descrito en

---

<sup>12</sup> HARRIS, Cyril. Manual de medidas acústicas y control de ruido. Madrid España. McGraw Hill. 1995. 27.7p

la ecuación anterior, nos muestra una señal sinusoidal y estable y no puede continuar a una amplitud constante a menos que la energía disipada por la fricción o algún tipo de amortiguamiento, sea reemplazada constantemente. Debido a esto, la mayoría de sistemas de mecánicos vibran a más de una sola frecuencia, lo que hace su análisis más complejo.

Otro aspecto importante que debe tenerse en cuenta es la fase. La fase es la medida de la diferencia de tiempos entre dos ondas sinusoidales. A pesar de que la fase es una resta en el tiempo, siempre se mide en términos de ángulo. Eso es una normalización del tiempo que requiere un ciclo de la onda sin considerar su verdadero período de tiempo.

#### 4.1.1.2 Sistema de un grado de libertad

Este tipo de vibración es el resultado de una fuerza no homogénea que actúa como un sistema mecánico elástico. El amortiguamiento resulta de cualquier mecanismo que disipe la energía mecánica.

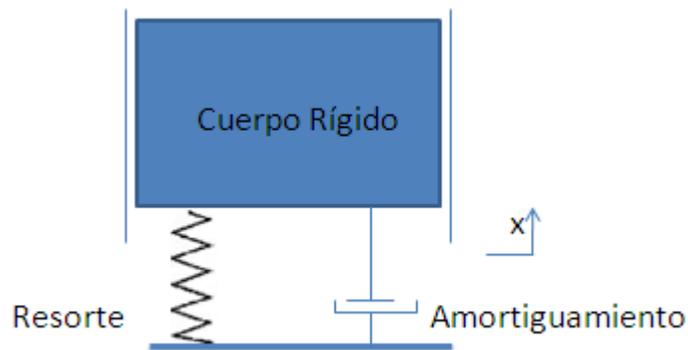


Imagen de un sistema con un grado de libertad (Fig. 4.1)

#### 4.1.1.3 Frecuencia Natural

La frecuencia natural de un sistema es aquella que se da cuando, vibrando libremente, se mide el desplazamiento de la posición de equilibrio mientras oscila el sistema. Para los sistemas que presentan un grado de libertad, la frecuencia natural está dada por <sup>13</sup>

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ Hz} \quad (\text{Ecu 4.3})$$

Donde k es la rigidez del resorte, y m es la masa del cuerpo rígido.

#### 4.1.1.4 Combinación de muelles (resorte)

La relación entre la frecuencia natural del sistema y la deflexión de los resortes, resultan en la idea de emplear más de un resorte como solución a un problema. El uso principal de la combinación de resortes, es la división de masa entre varios muelles.

#### 4.1.1.5 Efecto del amortiguamiento

A la hora de hacer algún tipo de amortiguamiento, se debe tener en cuenta la manera en que se amortigua el sistema. No es recomendado que se haga un amortiguamiento demasiado fuerte que no permita oscilaciones y de alguna manera suavice las vibraciones. El amortiguamiento crítico del sistema es el valor

---

<sup>13</sup>HARRIS, Cyril M. "Shock and Vibration handbook". Cuartaedición

mínimo del coeficiente de amortiguamiento que puede producir un deslizamiento gradual sin oscilaciones. El valor de este coeficiente está dado por:<sup>14</sup>

$$c_c = 4\pi m f \quad (\text{Ecu. 4.4})$$

#### 4.1.1.6 Vibración Forzada

Cuando a un sistema se le aplica una perturbación externa, el resultado es una vibración forzada. Cuando la excitación es periódica, u oscilatoria de algún modo, y además coincida con alguna de las frecuencias naturales del sistema ocurre un fenómeno de resonancia. En este punto es importante tener cuidado con las oscilaciones porque pueden producirse vibraciones altamente peligrosas que pueden terminar en fallas de las máquinas.

#### 4.1.1.7 Movimiento de la base

Si a la base sobre la que se ha montado el sistema mecánico, se le aplica un movimiento a la masa, esta puede ser transmitida a través del resorte y el amortiguador. La transmisión de esta vibración se encuentra dada por:<sup>15</sup>

$$T = \frac{F}{F_o} \quad (\text{Ecu. 4.5})$$

---

<sup>14</sup>HARRIS, Cyril M. "Shock and Vibration handbook". Cuarta edición p.28.9

<sup>15</sup>IBID. 29.1

## **4.1.2. Técnicas de control de la vibración**

### **4.2.2.1 Control de la vibración en la fuente**

Cuando se logra un control acústico sobre la fuente, suele ser el tipo más eficaz, el problema siempre es la dificultad y la factibilidad de controles sobre la misma. Los siguientes componentes son necesarios si se desea hacer algún tipo de control sobre la fuente:

- Modificación de la excitación
- Reducción de las fuerzas de impacto
- Reducción de las fuerzas transmitidas
- Reducción del punto de conexión

### **4.2.2.2 Control de la vibración en las vías de transmisión**

-Discontinuidades en la vía de transmisión

Cuando la vibración que se produce en el sistema se transmite por las estructuras, en ocasiones es posible hacer tratamientos a estas vías. El desacople de las mismas es a menudo una solución útil para este tipo de controles. Estos tipos de atenuaciones o reducciones en las vibraciones se pueden hacer mediante dispositivos que impidan el movimiento de las estructuras a lo largo de la vía de transmisión. Los absorbentes son altamente utilizados para sintonizarse en frecuencias de resonancia del sistema y de esta manera interrumpir el paso de vibraciones mediante vías de transmisión.

-Dispersión y disipación de la energía

Cuando la energía que es transmitida por la fuente recorre un trayecto mayor, la vibración que llega al receptor se ve atenuada. Este tipo de disminución también puede lograrse por medio del aumento en el amortiguamiento.

#### **4.2.2.3 Control de la vibración en el receptor**

-Modificación del receptor

Cuando el receptor es un elemento que puede tener fallos, es necesario tener un control específico sobre el mismo. Reducir los efectos perjudiciales utilizando materiales más resistentes, componentes que no se desgasten fácilmente con el uso y eviten la fatiga, son opciones que deben tenerse en cuenta a la hora de hacer controles de ruido.

#### **4.1.2.4 Reducción del movimiento del punto de conexión**

Cuando se puede lograr que se desacople el movimiento en el punto donde se encuentra conectado el receptor, la vibración puede ser reducida de manera considerable. Esto se logra mediante rigidez, masa o amortiguamiento de la estructura.

#### **4.1.2.5 Reducción de la vibración del receptor**

Mediante el uso de aislantes de vibración entre el receptor y las estructuras puede generarse una reducción en la vibración transmitida. La vibración del receptor para una frecuencia determinada también puede reducirse añadiendo al receptor

o su base un elemento que absorbe sintonizado a la frecuencia de resonancia del sistema.

#### **4.1.3 Aislamiento de la vibración**

Cuando se piensa en aislamiento es inevitable pensar en el tipo de materiales y aisladores que se desean usar. Mediante un correcto análisis del problema se puede hacer una decantación de opciones donde se encuentre la solución ideal a la atenuación deseada. Por este motivo conocer el sistema mecánico sobre el cual se desea realizar el control de ruido es útil para dar soluciones. Las siguientes afirmaciones dan directrices para la poder guiarse en la búsqueda de soluciones de vibración.

- Selección de aisladores
- Aisladores especiales de baja frecuencia
- Mejora del rendimiento del sistema de aislamiento

##### **4.1.3.1 Amortiguamiento Estructural**

Una de las opciones más utilizadas en la industria es el amortiguamiento estructural. Anteriormente se ha hablado de amortiguación en la fuente, desacoplar las vías de transmisión y los ajustes sobre el receptor. Otra opción es el desacople de la estructura total y convertir la vibración en calor, reduciendo así los problemas oscilatorios. Los materiales comunes de la industria son los metales, por tanto se requiere utilizar materiales que permitan una mayor flexibilidad y que contribuyan a la reducción de vibraciones.

#### **4.1.4 Problemas en maquinaria industrial**

##### **4.1.4.1 Desequilibrio**

El desequilibrio constituye la principal causa de avería de tipo mecánico en máquinas rotativas. Este fenómeno es debido a la distribución no uniforme de masas sometidas a rotación.

##### **4.1.4.2 Problemas en bajas frecuencias**

Debido a la intensidad con la que trabajan las máquinas en la industria, los problemas en bajas frecuencias son los más comunes. Las fallas estructurales evidencian estos problemas y permiten determinar posibles raíces donde se enfoca el problema.

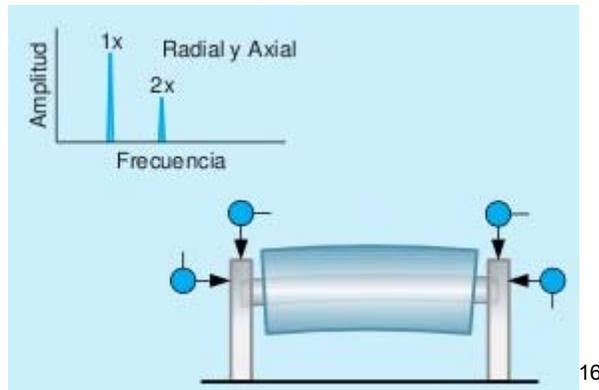
##### **4.1.4.3 Excentricidad**

La excentricidad se define como la no coincidencia entre el eje de rotación y el eje de simetría. La excentricidad puede tener lugar en diferentes tipos de elementos mecánicos, como son las poleas, las ruedas dentadas y en el posicionamiento relativo entre dos piezas concéntricas, caso del rotor y el estator de un motor

##### **4.1.4.4 Flexión de ejes**

Se dice que un rotor está deformado cuando pierde su simetría con respecto a su eje de giro. La deformación puede tener su origen por dilataciones térmicas o sobrecargas radiales y axiales. Un eje deformado se manifiesta en el espectro a la frecuencia de giro del eje. Sin embargo a diferencia del desequilibrio se detectará

una vibración axial significativa, cuyo espectro de frecuencias asociado presentará, acompañando al primer armónico de la velocidad de giro, un segundo armónico. Si se intenta su equilibrado, normalmente es necesario un gran peso de corrección.



Flexión de ejes (Fig. 4.2)

#### 4.1.4.5 Desalineación

La desalineación es uno de los problemas más frecuentes de vibraciones en máquinas rotativas y se debe a la dificultad que presenta la alineación de dos rotores con sus respectivos apoyos. La desalineación puede tener su origen en causas muy diversas como: excesiva confianza en la utilización de acoplamientos elásticos y rodamientos auto-alineables, distorsiones en la máquina durante su operación que producen desplazamientos del sistema conductor o conducido, etc.

#### 4.1.4.6 Holguras

Las holguras mecánicas pueden tener naturalezas muy distintas: falta de apriete entre distintos elementos mecánicos (aflojamiento de pernos, rotura de anclajes,

---

<sup>16</sup> Imagen extraída software Vibra.

etc.), aumento de tolerancias producidas por desgastes (holguras en cojinetes, rodamientos, engranajes, etc.), etc. Las holguras se manifiestan en las medidas de vibración siempre y cuando exista una fuente de excitación debida a un problema ajeno a las holguras, como puede ser un desequilibrio, una desalineación, etc., de forma que pequeñas fuerzas de excitación exterior pueden producir elevadas amplitudes de vibración, si hay holguras.

#### **4.1.5 Suspensión activa/suspensión Pasiva**

La suspensión activa reduce la transmisión de las fundaciones de las vibraciones y el choque producto de la masa suspendida. Por otro lado la suspensión pasiva protege la masa suspendida de las vibraciones y el choque que proviene de las fundaciones. Para el caso de suspensión activa las características del montaje de la máquina deben ser conocidas al igual que las características de la misma. En el caso de la suspensión pasiva, existe multiplicidad de factores que afectan las vibraciones por lo que se hace más complejo el análisis de las frecuencias que afectan el comportamiento de máquinas.

En el caso de este proyecto es necesario conocer los siguientes elementos para realizar el diseño de la suspensión activa:

- Frecuencia de resonancia
- Amortiguamiento
- Escogencia del aislador indicado

#### 4.1.6 Unidades de Vibración en maquinaria <sup>17</sup>

A continuación se presentan las unidades empleadas en la medición de vibración. Como primer elemento se tiene el desplazamiento que no es más que la distancia que se presenta medida desde una posición de referencia. A parte de un desplazamiento variable, un objeto tendrá velocidad variable y una aceleración variable. La velocidad se define como la proporción de cambio en el desplazamiento y en el sistema inglés se mide, por lo general, en pulgadas por segundos (PPS). Aceleración se define como la proporción de cambio en la velocidad, en el sistema inglés se mide en unidades G, es decir que la aceleración promedio debida a la gravedad en la superficie de la tierra.

El desplazamiento de un cuerpo que está sujeto a un movimiento sencillo armónico es una onda sinusoidal. De igual manera la velocidad del movimiento se representa por un movimiento sinusoidal. Cuando el desplazamiento está a su máximo, la velocidad estará en cero, porque esa es la posición en la que la dirección del movimiento se da la vuelta. Mientras que cuando el desplazamiento se encuentra en cero, es decir su posición de equilibrio, la velocidad estará en su máximo valor. Si se mira la fase de la onda de la velocidad se puede ver un corrimiento hacia la izquierda, exactamente 90 grados, respecto de la onda del desplazamiento.

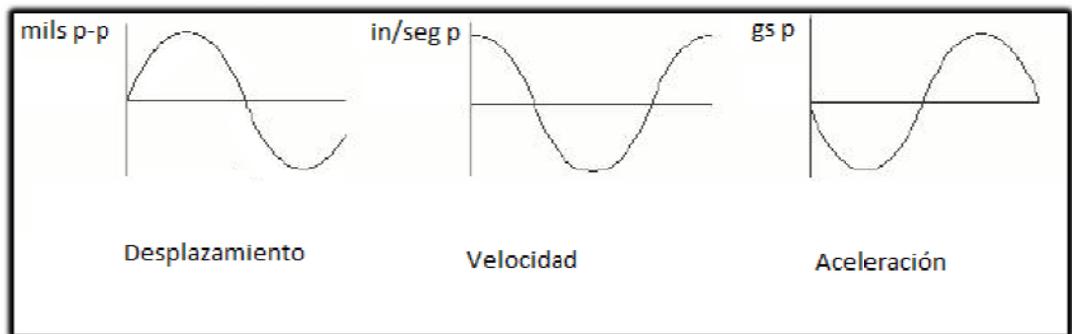
Ahora se toma la aceleración, que es la proporción del cambio de la velocidad, y también se puede demostrar que la forma de onda de un objeto sujeto a un movimiento armónico simple es sinusoidal. Si se compara la velocidad en su punto máximo el valor de aceleración será cero, es decir que no habrá cambio de velocidad. De manera contraria, cuando la velocidad es cero, la aceleración estará

---

<sup>17</sup> WHITE, Glenn D. Vibración de máquinas. Bainbridge Island, WA: DLI Engineering Corp. 1995. 16p

en su punto máximo, es decir que la relación de cambio de la velocidad es rápida. Si se mira la curva sinusoidal de la aceleración contra el tiempo, se puede ver como existe un desfase de 90 grados respecto a la velocidad.

En la siguiente figura se puede ver, de manera gráfica, los desfases entre el desplazamiento, velocidad y aceleración.



Unidades de amplitud (Fig. 4.3)

#### 4.1.7 Equiposempleados en la medición de vibración

##### 4.1.7.1 Equipo de medición VibScanner

La principal herramienta de medición empleada para este proyecto fue el VibScanner. Este instrumento es un colector de datos que permite medir los indicadores más importantes de los equipos rotativos

Entre sus funciones principales se puede medir:

-Vibración

-Estado de Rodamientos

-Temperatura

-RPM

-Parámetros de proceso



*VibScanner Data collector* de la compañía Pruftechnik (Fig. 4.4)

Entre las características más importantes en el área de vibración, está dotado de un acelerómetro que mide simultáneamente tres señales: vibraciones, impulsos de choque de alta frecuencia emitido por rodamientos y cavitaciones en bombas (CITA). También posee un software que permite la manipulación y lectura de las mediciones realizadas.

A continuación, algunas especificaciones técnicas de este medidor<sup>18</sup>:

-Hardware

- *Canales de medición*

---

<sup>18</sup>Información técnica extraída del manual de usuario del VibScanner

Analógico: señales de vibración (LineDrive, ICP)

- Temperatura (Pt 100, NiCrNi)
- Transductor y salidas de instrumento
- AC ( $\pm 30V$ ; 0-20mA)
- DC ( $\pm 30V$ ; 0-20mA)

Digital: trigger (5V TTL)

### *Salidas*

RS 232 (hasta 115 kbaud, conexión PC), auriculares, señal analógica (4Vpp, Rout= 200 Ohm)

### *Sensores internos*

- -Vibración / impulso de choque (estado de rodamiento)
- Rango de frecuencia  $\pm 10\%$  10Hz...10kHz<sup>3</sup>
- Frecuencia de resonancia 36kHz<sup>3</sup>
- RPM (Sensor IR con rayo de luz para ajuste)
- Temperatura (NiCrNi)

### *Procesamiento de señal*

- RMS,0-P,P-P,máx/valle,envolvente, rectificación
- Filtro: Paso Alto (2 / 10 Hz, 1/5 kHz)
- Paso Bajo (1/5/102/40 kHz)
- Integrador: dos niveles seleccionables
- Frecuencias de muestreo: hasta 64 kHz(depense del rango de medición)

### *Rango de temperatura*

- Operación 0... +60°C (EX: 0...+45°C)
- Almacenamiento -20...+65°C (EX:-20...+45°C)

*Ruido, sensores internos*

- Velocidad 0.1 mm/s eff.
- Desplazamiento 2µm eff. (instr.+ sensor)
- Impulso de choque < 0dBSV, pico

**4.1.7.2 Acelerómetro-CTC AC102-2C**

Este otro tipo de acelerómetro también es utilizado para la obtención de datos en maquinaria. Este instrumento es un colector de datos uniaxial que presenta un cable integrado que permite, mediante el empleo de una tarjeta de sonido, el registro de diferentes lecturas con gran precisión y rapidez.<sup>19</sup>



Acelerómetro CTC AC102-2c (Fig. 4.5)

A continuación las características más representativas (Tabla 4.1):

<i>Tipo</i>	Acelerómetro uniaxial c/cable integrado de 20 ft de largo
<i>Sensibilidad</i>	100 mV/g (± 10 %, 25 °C)
<i>Rango de aceleración</i>	Pico de 50 g

<sup>19</sup>Información técnica extraída del manual de usuario del acelerómetro CTC AC102-2C

<i>Respuesta en frecuencia</i>	0.5 – 15,000 Hz ± 3dB
Respuesta en frecuencia X, Y,Z	0.6 – 10,000 Hz ± 3dB
Alimentación eléctrica de sensores	Fuente 12 V CC integrada con dispositivo DAQ
Diseño del elemento sensor	Cerámicas piezoeléctricas/corte
Material del cuerpo	Acero inoxidable 316L
Conector de acoplamiento	M12 - F4D
Límite de vibración	Pico de 500 g
Límite de impacto	Pico de 5.000 g
Sellado	Hermético, sumergible a 150 m
Rango de temperatura	-50 a 120 °C

## 4.2 HIPÓTESIS

- La implementación de la suspensión activa, como control de ruido, aumenta la confiabilidad de las máquinas.

## 4.3 MARCO LEGAL O NORMATIVO

Este proyecto sigue los lineamientos del estándar ISO 10816-3 “*Vibración mecánica. - evaluación de la vibración en una máquina mediante medidas en partes no rotativas*”<sup>20</sup>

Establece las condiciones y procedimientos generales para la medición y evaluación de la vibración, utilizando mediciones realizadas sobre partes no rotativas de las máquinas. El criterio general de evaluación se basa tanto en la

<sup>20</sup>Resumen extraído de la norma ISO 10816-3

monitorización operacional como en pruebas de validación que han sido establecidas fundamentalmente con objeto de garantizar la confiabilidad de la máquina a largo plazo. Esta norma reemplaza a las ISO 2372 e ISO 3945, que han sido objeto de revisión técnica. Este estándar consta de cinco partes:

**Parte 1:** Indicaciones generales.

**Parte 2:** Turbinas de vapor y generadores que superen los 50 MW con velocidades típicas de trabajo de 1500, 1800, 3000 y 3600 RPM.

**Parte 3:** Maquinaria industrial con potencia nominal por encima de 15 kW y velocidades entre 120 y 15000 RPM.

**Parte 4:** Conjuntos movidos por turbinas de gas excluyendo las empleadas en aeronáutica.

**Parte 5:** Conjuntos de máquinas en plantas de hidrogenación y bombeo.

Este nuevo estándar evalúa la severidad de la vibración de maquinaria rotativa a través de mediciones efectuadas en planta en partes no giratorias de las mismas. Contempla y amplía los estándares mencionados anteriormente.

Los criterios de vibración de este estándar se aplican a un conjunto de máquinas con potencia superior a 15 kW y velocidad entre 120 RPM y 15.000 RPM. Los criterios son sólo aplicables para vibraciones producidas por la propia máquina y no para vibraciones que son transmitidas a la máquina desde fuentes externas.

El valor eficaz (RMS) de la velocidad de la vibración se utiliza para determinar la condición de la máquina.

La severidad de la vibración se clasifica conforme a los siguientes parámetros:

- Potencia o altura de eje.
- Tipo de máquina.
- Flexibilidad del soporte.

#### 4.3.1 Clasificación de acuerdo al tipo de máquina, potencia o altura de eje

Las significativas diferencias en el diseño, tipos de descanso y estructuras soporte de la máquina, requieren una división en grupos. Las máquinas de estos grupos pueden tener eje horizontal, vertical o inclinado y además pueden estar montados en soportes rígidos o flexibles.

- **Grupo 1:** Máquinas rotatorias grandes con potencia superior 300 kW.  
Máquinas eléctricas con altura de eje  $H \geq 315$  mm.
- **Grupo 2:** Máquinas rotatorias medianas con potencia entre 15 y 300 kW.  
Máquinas eléctricas con altura de eje  $160 \leq H \leq 315$  mm.
- **Grupo 3:** Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor separado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.
- **Grupo 4:** Bombas con impulsor de múltiples álabes y con motor integrado (flujo centrífugo, axial o mixto) con potencia superior a 15 kW.

### **4.3.2 Clasificación según la flexibilidad del soporte**

Si la primera frecuencia natural del sistema máquina-soporte en la dirección de la medición es mayor que su frecuencia principal de excitación en al menos un 25%, entonces el sistema soporte puede ser considerado rígido en esa dirección. Todos los otros sistemas soportes pueden ser considerados flexibles. En algunos casos el sistema máquina-soporte puede ser considerado rígido en una dirección de medición y flexible en la otra dirección.

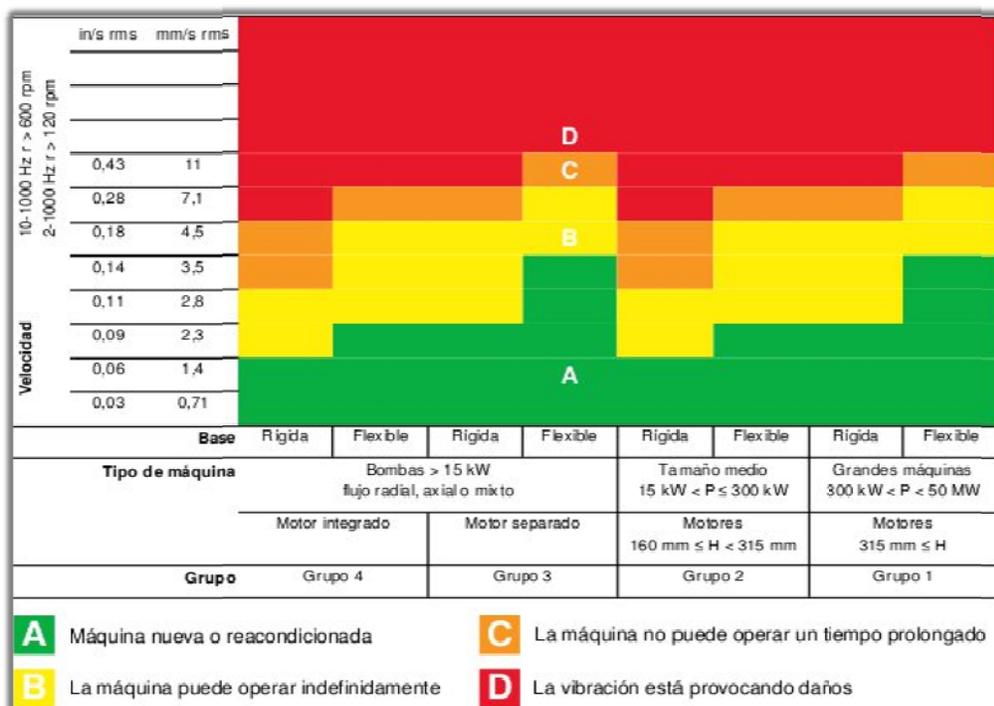
#### *Evaluación*

Zona A: Valores de vibración de máquinas recién puestas en funcionamiento o reacondicionadas.

Zona B: Máquinas que pueden funcionar indefinidamente sin restricciones.

Zona C: La condición de la máquina no es adecuada para una operación continua, sino solamente para un período de tiempo limitado. Se deberían llevar a cabo medidas correctivas en la siguiente parada programada.

Zona D: Los valores de vibración son peligrosos, la máquina puede sufrir daños.



Adaptación de la tabla de Severidad según la norma ISO 10816-3(Tabla 4.3).<sup>21</sup>

En el desarrollo de este trabajo esta tabla es de vital importancia ya que con base en ella se comparan los datos medidos con los niveles máximos permitidos en la industria. Para entender la tabla es necesario haber leído con cuidado los puntos anteriores 4.3.1 (Clasificación de acuerdo al tipo de máquina, potencia o altura de eje) y 4.3.2 (Clasificación según la flexibilidad del soporte), allí se explican de manera detallada las divisiones o clasificaciones necesarias para entender el significado de la tabla. Una vez entendida la clasificación de la máquina, y después de realizadas las mediciones de vibración en términos de velocidad, los colores o grupos (A, B, C, D) son los indicadores del comportamiento actual de la máquina.

<sup>21</sup>Tabla de la ISO 10816-3 con la que se mide los parámetros en los que debe funcionar la máquina.

## **5. DESARROLLO INGENIERIL**

Para poder obtener resultados confiables y veraces, es necesario tener un procedimiento correcto, detallado y conciso. En este capítulo se estipulan los diferentes pasos que deben ser tomados para producir resultados correctos y establecer parámetros de medición en este tipo de situaciones (motor eléctrico-acople y bomba).

### **5.1 DESARROLLO DE MEDICIÓN-DIAGNOSTICO-CORRECCIÓN DEL PROBLEMA**

#### **5.1.1 Proceso de obtención de datos**

Este es el primer paso para poder determinar cuáles son las fallas que se presentan; partiendo de una medición correcta.

-Determinar tipo de maquinaria donde se realizará la medición.

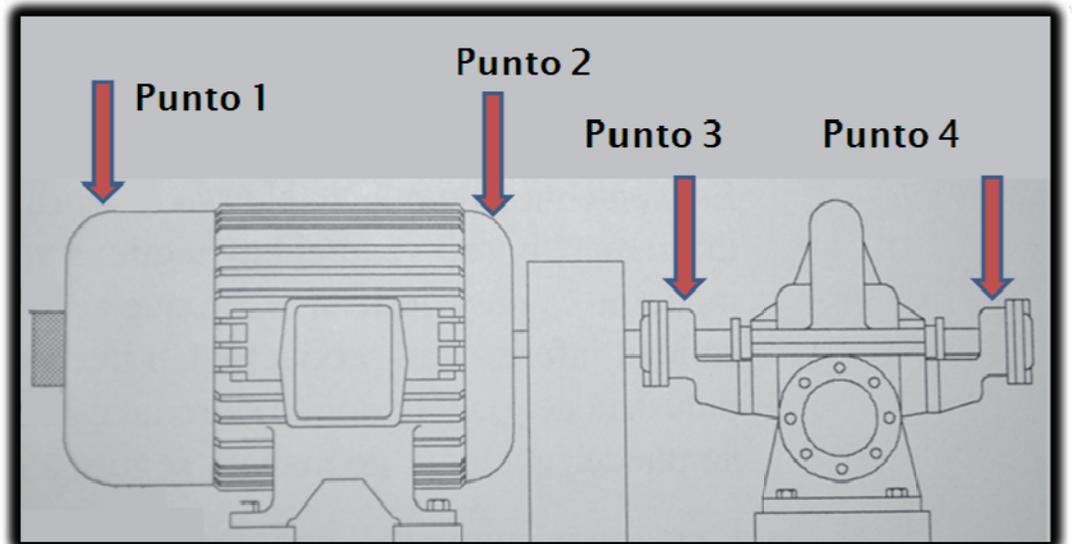
- En cualquier caso que se vaya a realizar algún tipo de lectura, siempre es necesario conocer el objeto del que va a extraer la información. Para este proyecto se utilizó un motor y una bomba. Siempre es importante tener en cuenta lo que se estudiará, puesto que, un buen estudio previo puede ahorrar tiempo en el diagnóstico.(ver 6.2.2)

-Conocer especificaciones técnicas de la máquina y determinar qué tipo de mediciones se van a realizar (ver 6.2.2)

- En este caso era necesario conocer la información básica de la máquina (RPM, marca, tiempo de instalación, tiempo de uso, entre otros). Para este proyecto se requería una medición de vibración para conocer los problemas que presentaba la máquina.

-Determinar los puntos de medición sobre los cuales se van a hacer las lecturas.

- Este paso es de alta importancia dado que, un mal punto de medición, va a traer resultados poco confiables. En este paso se deben tener en cuenta los pasos anteriores, ya que es vital conocer la máquina para saber cómo está construida. En todo punto donde el rotor se soporte debe establecerse como punto de medición. En este caso existían dos puntos en el motor y dos puntos en la bomba. En la siguiente foto se muestran los 4 puntos de medición (ir a Fig.5.1).



Puntos de ubicación de sensores (Fig. 5.1)

-Hacer el montaje de sensores

- En este paso debe conocerse el modo de uso del equipo. Algunos sensores se pueden adherir al metal y otros se deben mantener con mano firme para obtener lecturas correctas. En este caso se empleó el VibScanner que permite los dos tipos de mediciones, mediante la utilización de un adaptador se puede emplear un sensor que se adhiere al metal. En este caso la maquinaria industrial no presentaba problemas de accesibilidad, por lo que se utilizó el VibScanner directamente sobre la maquinaria industrial como se muestra en la figura.



Fig.5.2 VibScanner modo de uso

Es importante conocer los lugares indicados donde se deben ubicar los sensores de medición. Este tipo de recomendaciones se aplica para cualquier equipo de medición empleado. La figura 5.3 muestra donde se ubicar el sensor. En este caso se puede ver como solo debe obtenerse la medición en una superficie que tenga solo una condición de interface, es decir que no se debe realizar la medición en puntos estructurales de la maquinaria industrial donde el contacto con la fuente de giro o vibración sea directo y no se disipe de pieza a pieza.

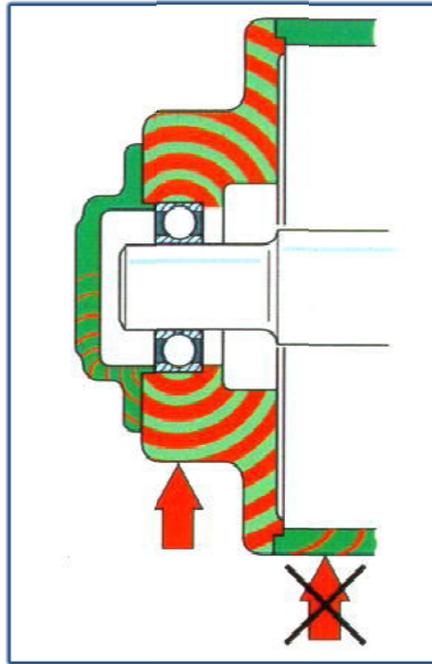


Fig. 5.3

En la figura siguiente se puede ver como se indica el lugar más propicio para la medición. En la figura anterior se vio como debe evitarse la ubicación de los sensores en algunos lugares. En esta figura se muestra como debe evitarse ubicar los sensores alejados de la fuente de vibración. En este caso los rodamientos son la fuente más grande de vibraciones por lo que debe intentar la ubicación cerca de ellos.

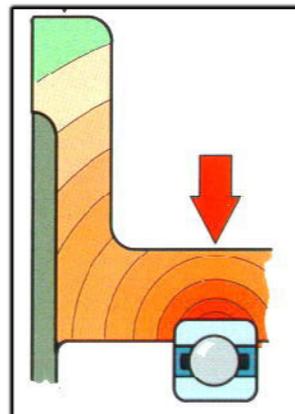


Fig. 5.4

-Ajustar el equipamiento para que las lecturas sean correctas

- Es común que los programas de medición de vibración requieran cargar datos previos para comenzar con la medición. Para conocer las maquina debe haberse realizado la recolección de datos de pasos anteriores. Dependiendo del programa se deben agregar menos o más datos.

-Realizar medición

- Después de tener todo en orden, debe procederse con la medición.

-Retirar los sensores

- Cuando todo los puntos de medición han sido leídos y las lecturas son correctas se pueden retirar los sensores y guardar los datos.

### **5.1.2 Localizar fuente del problema**

Después de que se realicen las debidas mediciones de cada uno de los puntos determinados, debe hacerse un análisis de los resultados, punto por punto. Como lo que se obtiene son datos de la velocidad de la máquina deben buscarse problemas que ayuden a relacionar los problemas con dicha medida.

Existen un gran número de estudios y análisis sobre estos problemas, por lo que en ocasiones es bastante probable encontrar los problemas obtenidos en algún estudio hecho con antelación. A continuación se presentan algunas tablas con los problemas más comunes. Cada una muestra la posible falla, la frecuencia en la

que se presenta un incremento notable, y los ejes que deben ser tomados en cuenta<sup>22</sup>.

DESBALANCEO		
Fuente en vibración	Frecuencia Excitada	Ejes Dominantes
Desbalanceo rotor apoyado	1X	V y H
Desbalanceo rotor voladizo	1X	A y V o A y H
Eje doblado o vencido	1X	A, V y H

(Tabla 5.1)

En esta primera tabla se presentan los problemas más comunes de balanceo. Se puede ver el origen del problema al igual que la frecuencia que presenta el mayor componente de vibración. El 1X representa el valor por el que se debe multiplicar la frecuencia de giro de la máquina.<sup>23</sup> También está especificado el eje en el que esta frecuencia va a tener un valor predominante.<sup>24</sup>

DESALINAMIENTO		
Fuente en vibración	Frecuencia Excitada	Ejes Dominantes
Desalineamiento paralelo	2X	V y/o H
Desalineamiento angular	1X	A
Combinación	1X, 2X	A, V y/o H
Desgaste de acople	3X	Ninguno/Todos

(Tabla 5.2)

<sup>22</sup>Resúmenes de tablas extraídos de IRD Mechanical, Inc. Ohio, E.E.U.U.

<sup>23</sup>Si la frecuencia de giro es 1800, el valor 1X será 1800, 2X será 3600 etc.

<sup>24</sup>Vertical (V), Horizontal (H) y Axial (A)

En la tabla anterior están consignados algunos de los problemas más relevantes en el Desalineamiento. Para una definición más completa ver el numeral 4.1.4.5 (Desalineación).

OTRAS FALLAS MECANICAS		
Fuente en vibración	Frecuencia Excitada	Ejes Dominantes
Holgura en eje	Armónicas de 1X	A, V, y/o H
Flexibilidad de cimentación	1X	V,H
Componente suelto en un Ensamble Rotativo	Sub-armónicas	A, V, y/o H

(Tabla 5.3)

En la tabla anterior se muestran otros tipos de fallas comunes que se dan en maquinaria industrial. Cuando se hablan de armónicas de 1X, se refiere a que los valores en los que se pueden encontrar fallas, son múltiplos de la frecuencia de giro del motor. Y sub-armónicas, quiere decir que se divide la frecuencia de giro del motor por un número determinado.

PROBLEMAS EN ENGRANAJES		
Fuente en vibración	Frecuencia Excitada	Ejes Dominantes
Contacto inapropiado entre dientes	Frecuencia de engranaje <sup>25</sup>	A,V y/o H
Dientes rotos	Armónicas de 1X	A,V y/o H

(Tabla 5.4)

Por último se tiene una tabla con problemas de engranajes. Se relacionan los dientes correspondientes del engranaje y las armónicas de la frecuencia de giro.

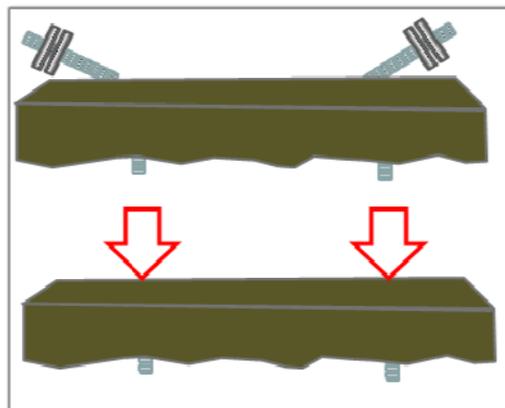
<sup>25</sup> La frecuencia de engranajes es número de dientes por RPM de engranaje.

### 5.1.3 Propuesta de suspensión y procedimiento de instalación

Con este proyecto se busca aplicar un aislamiento vibratorio sobre una máquina para mejorar su rendimiento y corregir problemas que presente. En este punto se pretende mostrar los pasos necesarios para poder hacer un montaje exitoso. Para esto es necesario tener claro los criterios de la ISO 10816-3 que permiten establecer que problemas existen y que tan graves son.

Cuando se presenta una máquina de este tipo, es decir sobre una base rígida donde es soportada la máquina, es necesario hacer un desmonte de todo el conjunto. Por conjunto se entiende tanto el motor como acople y bomba.

Cuando se ha retirado la máquina de la base sólida en la que se encuentre, es necesario también retirar los pernos que servían como anclaje. Los pernos deben ser cortados al ras de la base para permitir hacer la suspensión sin tener problemas.

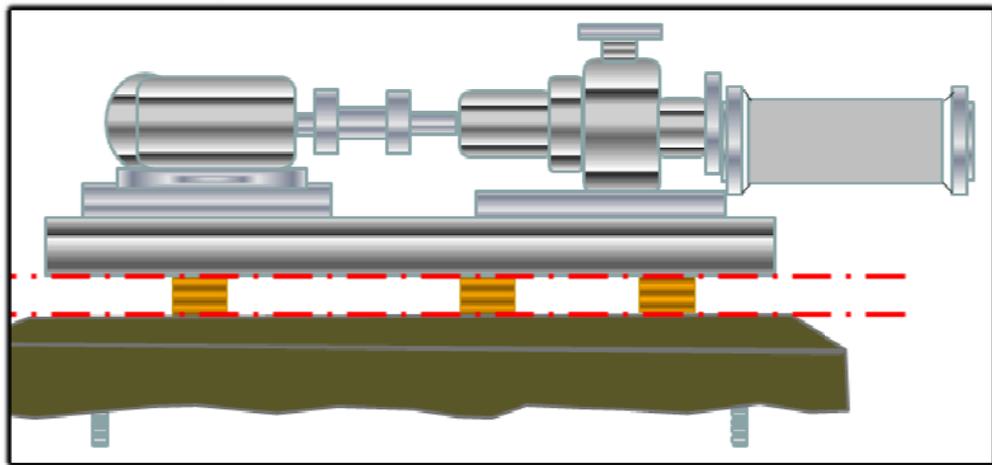


Retirar pernos de anclaje (Fig. 5.5)

El siguiente procedimiento requiere la construcción de una base metálica o Skid. Esta base permitirá desacoplar la estructura completamente del suelo e

implementar el sistema de suspensión. Este tipo de estructura debe ser hueca y con algunos agujeros que posteriormente serán rellenados con un concreto especial. Después de situar el skid sobre la fundación existente, se procede a montar la máquina sobre la estructura de base nueva. En este momento se debe enfrenar la máquina teniendo en cuenta la posición final de las tuberías que se encuentran conectadas a la salida de la bomba. A su vez, el skid debe tener un espacio considerable (aproximadamente 1") con la fundación.

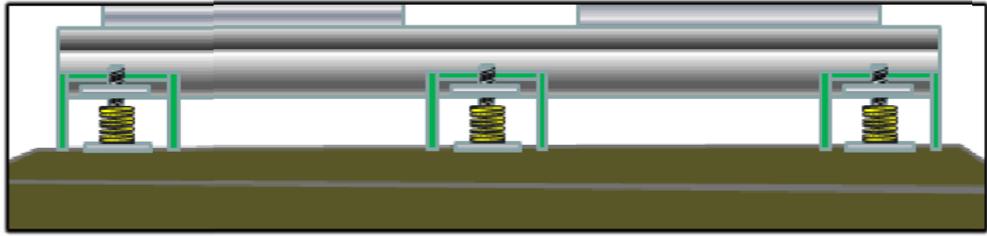
Se puede usar trozos de madera para hacer la separación o algún tipo de bloque que sostenga la estructura.



Máquina sobre skid y sobre soportes (Fig. 5.6)

El paso siguiente es la ubicación de los aisladores. El espacio que se deja entre el skid y la fundación debe ser lo suficientemente amplio para permitir ubicar estos aisladores y marcar el lugar exacto de localización.

Cuando se sabe la localización exacta, se retiran los aisladores y se hacen perforaciones para situar los pernos de anclaje de la nueva suspensión. Cuando se tienen todos los puntos marcados y los pernos situados en las posiciones correctas, se ponen los aislantes y se debe montar la máquina sobre ellos.



Posicionamiento de aisladores (Fig. 5.7)

#### 5.1.4 Consideraciones para el cálculo de aislantes<sup>26</sup>

Cuando se van a implementar algún tipo de aislantes como solución de un problema acústico, es importante tener en cuenta varios factores. Cabe aclarar que la rigidez y el amortiguamiento son las propiedades fundamentales que posee un aislador, otros elementos deben participar de la elección del mismo.

##### 1. Fuente de la vibración

- Al hacerse un análisis de frecuencia y determinar los problemas, en ocasiones se puede llegar a la conclusión que los problemas provienen de una fuente específica. Conocer donde se provoca la perturbación ayuda a conocer las ventajas que se pueden tener con diferentes tipos de materiales, configuraciones o correcciones.

En este caso la fuente de vibración era la maquinaria industrial. Por tanto es necesario realizar mediciones de vibración para establecer cual punto y que tan severos son los problemas de vibración.

##### 2. Tipo de vibración

---

<sup>26</sup>HARRIS, Cyril. Manual de medidas acústicas y control de ruido. Volumen (ii) Madrid España. McGraw Hill. 1995.

- Es vital que se conozca el tipo de vibración producida. Existen periódicas, aleatorias o compuestas (ver 4.1 Marco teórico). El conocer la forma de vibración permite acomodar los materiales para que actúen dentro de los límites sin correr riesgos, asegurándose que la deflexión en el aislador pueda acomodarse a este tipo de vibración.

En este caso la vibración está relacionada con la velocidad de giro del motor y los diferentes componentes. Es decir que la probabilidad de encontrar problemas relacionados con los armónicos o sub-armónicos del motor, es altamente probable.

### 3. Espacio y localización disponible para los aisladores

- Para determinar cómo se realizará el montaje de los aisladores es importante conocer las restricciones y permisiones con las que se cuentan. No todas las máquinas se encuentran dispuestas de la misma forma (en este caso sobre el suelo) ni todas las configuraciones de aisladores se pueden emplear en todos los casos.

En este caso la maquinaria industrial se encontraba en un punto de fácil acceso. No obstante las condiciones no permitían realizar ajustes más allá de aislamiento sobre la base de la máquina.



Fig. 5.8 Maquina antes de la implementación

#### 4. Centro de gravedad del equipo aislado

- Para poder realizar cualquier tipo de aislamiento es importante establecer el centro de gravedad del equipamiento y a su vez el peso. Esto es vital para poder determinar los puntos donde pueden (o no) ubicarse los aislantes. Con este punto se pueden establecer las diferentes formas disponibles para montar los aisladores (relación con numeral 3). La solución usual, es utilizar aisladores iguales en todos los puntos y distribuyendo las cargas de cada uno. No es regla general utilizar los mismos aisladores en todos los puntos, ya que se pueden utilizar aisladores con diferentes capacidades en los distintos puntos de apoyo. La distribución de masa es importante para no generar problemas posteriores al montaje.

#### 5. Materiales disponibles

- En el momento que se diseñe un aislador, es imprescindible conocer las condiciones en las cuales se va a desempeñar. Temperatura, cargas, rozamientos entre otros, son factores a tener en cuenta cuando se eligen materiales. También es importante verificar la existencia de los materiales requeridos y los que se pueden conseguir en el mercado.

Respecto al material, es importante que cumpla algunas características cuando se hacen aislamientos de vibración.

- Amplitud de vibración
- Carga que va a soportar
- Temperaturas del ambiente

Todos estos requerimientos se aplican tanto para el material escogido, como para el diseño del aislante.

### 5.1.5 Cálculos para el diseño de aislantes

Después de detectar los problemas de la máquina se procede a realizar el diseño de los aislantes. En este caso se ha decidido emplear un montaje usando resortes sencillos en 4 puntos de la máquina. Todo esto con el fin de distribuir el peso de la misma y distribuirlo a lo largo de los resortes. Como ya se vio antes en el punto 5.1.4 (consideraciones para el cálculo de aislantes), es importante tener en cuenta varios factores, previo a la elaboración del diseño de los mismo. Es importante tener en cuenta que los cálculos deben estar de acuerdo a las especificaciones y materiales existentes, pues de esta manera los fabricantes puedan tener todos los elementos para la construcción.

Lo primero es ir despejando todas las variables que se necesiten para poder realizar el diseño final, es decir el que irá al fabricante. A continuación la lista de variables:

- P → Carga en Kg
- N → #de espiras activas
- L → Paso (sin carga)
- G → Modulo de elasticidad
- F → Deflexión estática máxima
- d → Diámetro del alambre
- H → Altura total (sin carga)
- de → Diámetro exterior
- di → Diámetro interior
- de → Diámetro exterior
- D → Diámetro medio
- T → Transmisibilidad
- RPM → Velocidad de la máquina
- f → Frecuencia (CPM)

- fn → Frecuencia Natural  
 $\delta_{st}$  → Deflexión estática  
k → Constante del resorte

Se definen las primeras variables; comenzar por el peso de carga por cada punto de apoyo.

$$P = \frac{\text{Peso total}}{\# \text{ de aislantes}}$$

(Ecu.5.1)

#### Cálculos del sistema

Antes de comenzar con los cálculos del resorte, se deben hacer los cálculos del sistema. Es decir hacer los análisis de los que va a ser montado sobre los aislantes.

Para la transmisibilidad de vibración se requiere la siguiente tabla que nos permite relacionar la frecuencia de giro de la máquina, la deflexión estática, el porcentaje de transmisibilidad y la frecuencia natural.

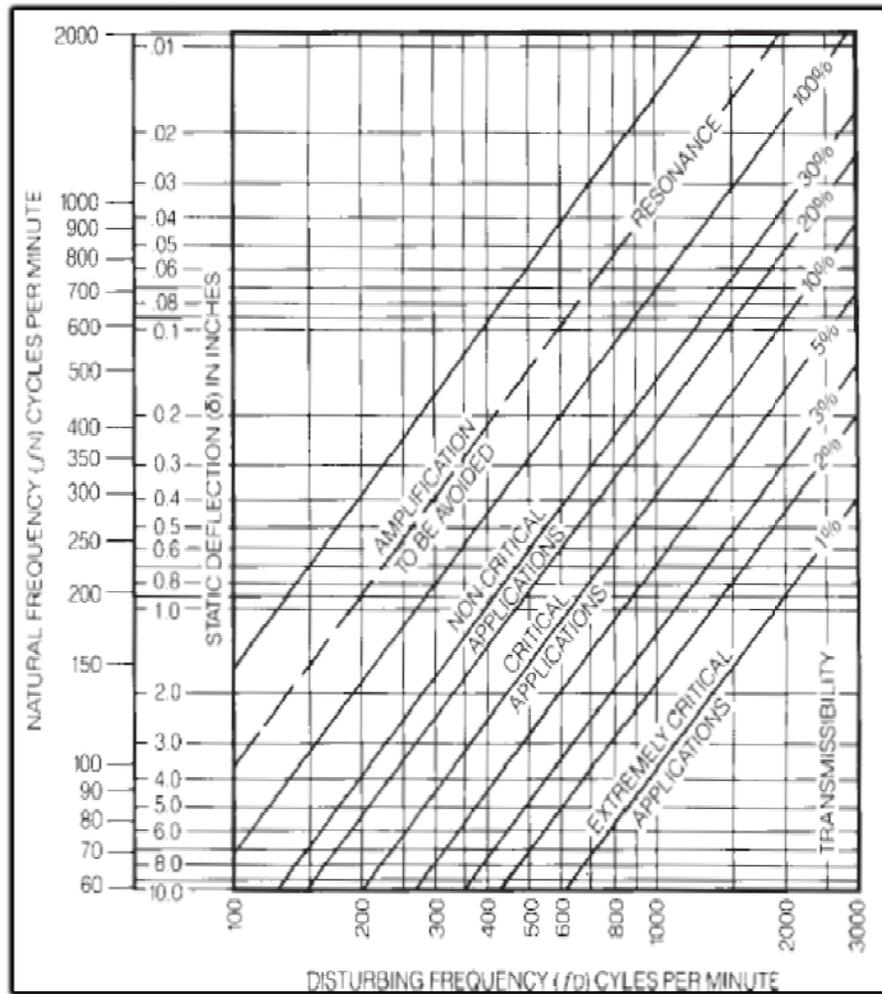


Tabla 5.5

La transmisibilidad se calcula con la siguiente formula

$$\frac{\delta}{\delta_s} = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{f_d}{f_n}\right)^2}}$$

(Ecu. 5.2)

*Deflexión estática dinámica:* Es decir cuando la máquina entra en funcionamiento.

$$\delta_s = \frac{W}{k}$$

(Ecu. 5.3)

Ahora se debe calcular el % de transmisibilidad

$$\%transmisibilidad = 100\left(\frac{1}{\left(\frac{f^d}{f^n}\right)^2 - 1}\right)$$

(Ecu. 5.4)

$$N = \frac{GFd^4}{8PD^3}$$

(Ecu. 5.5)

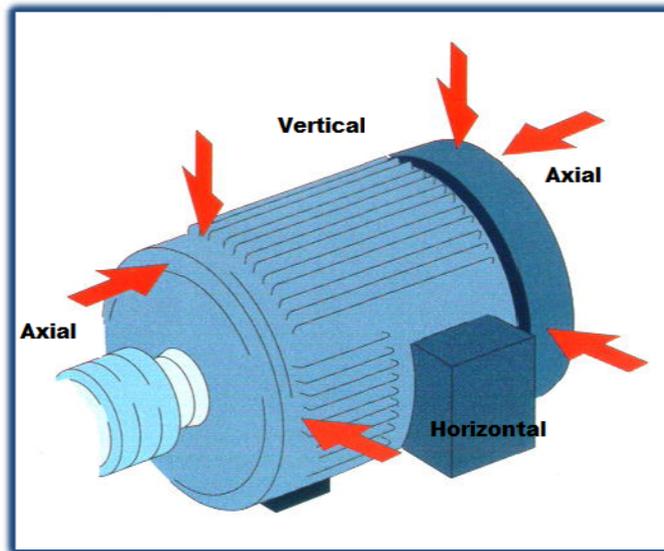
$$H=NL$$

(Ecu. 5.6)

## 6. Presentación y análisis de resultados



Fotografía del motor y acople (Fig. 6.1)



Orientación de los sensores (Fig.6.2)

En la figura 5.1 (puntos de ubicación de sensores) se pueden ver los cuatro puntos de medición empleados en este trabajo. Para conocer los diferentes problemas que se pueden presentar, es necesario hacer tres mediciones por punto, axial, tangencial y horizontal. En la figura 6.2 se puede ver como se deben orientar cada

una de las mediciones. Este tipo de orientación se emplea tanto en el motor como en la bomba. El punto uno es el lado libre del motor, el punto dos indica el lado del acople con la bomba, el punto tres es el lado del acople con el motor y el último punto es el lado libre del acople. En las siguientes tablas están consignados los datos obtenidos de las tres posiciones en los cuatro puntos, por tanto hay 12 tablas con el análisis pertinente.

Cada una de las gráficas presenta los datos en términos de velocidad de la señal obtenida. La frecuencia está dada en [CPM] del motor y la amplitud se presenta en [mm/s]. La resolución utilizada en este caso es de 15 [CPM] y el rango total es de 23,985 [CPM]. En la siguiente figura se aprecia la velocidad y el desplazamiento, relacionando con los ciclos por minuto. En esta figura (ver figura 6.2) también se da un nivel de severidad dependiendo del nivel medido.

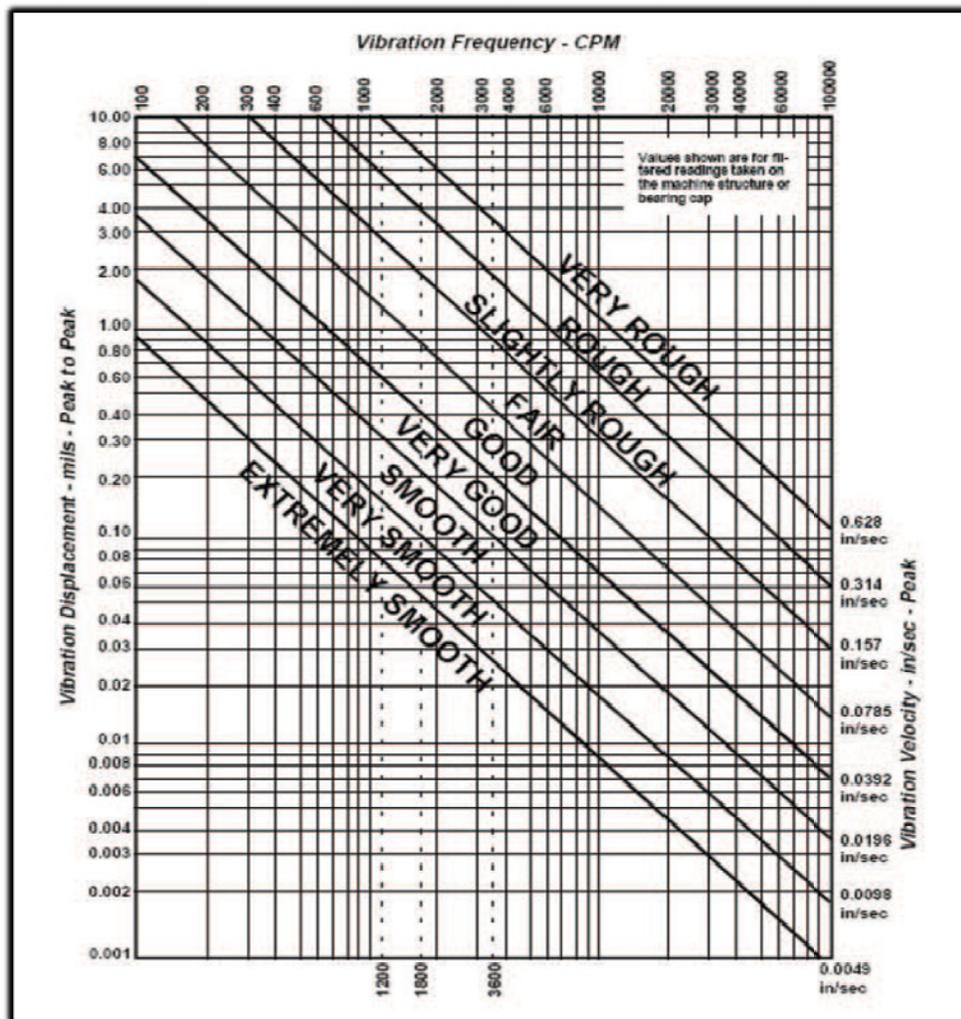
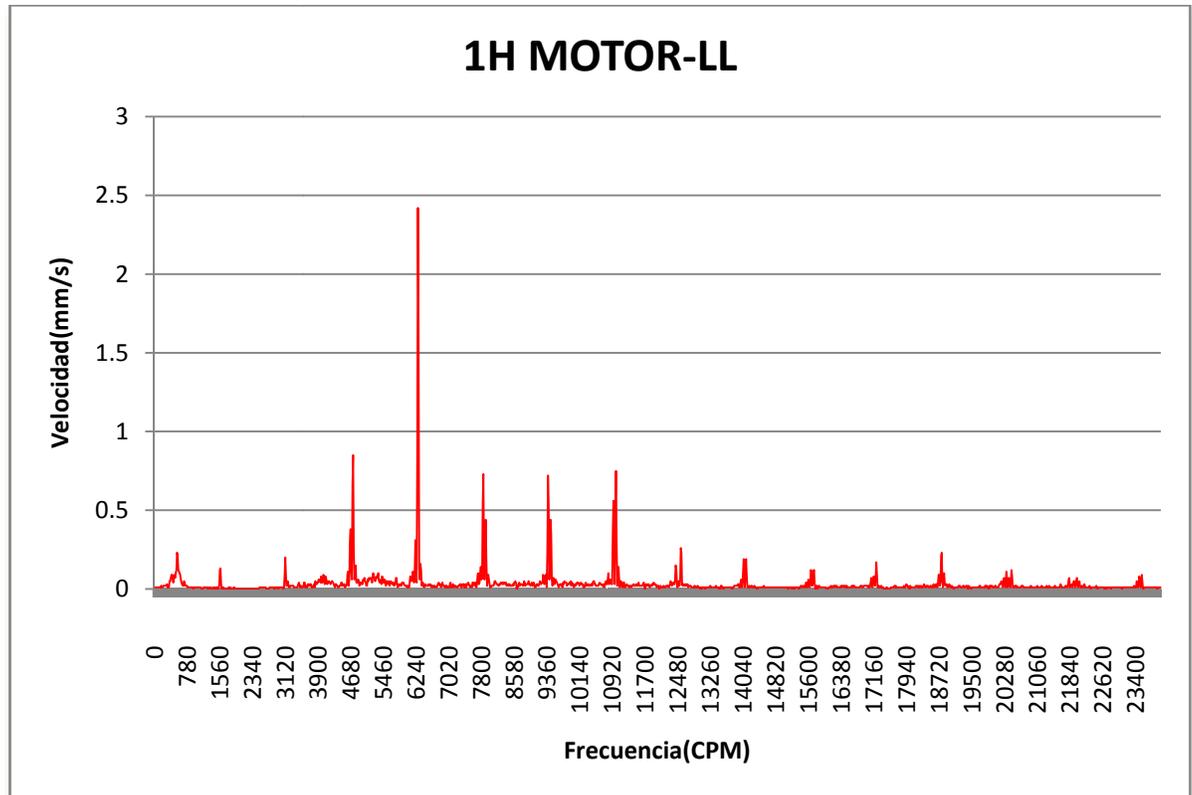


Tabla de severidad de Rathbone (Fig. 6.3)

## 6.1 Lecturas de vibración sobre motor y bomba

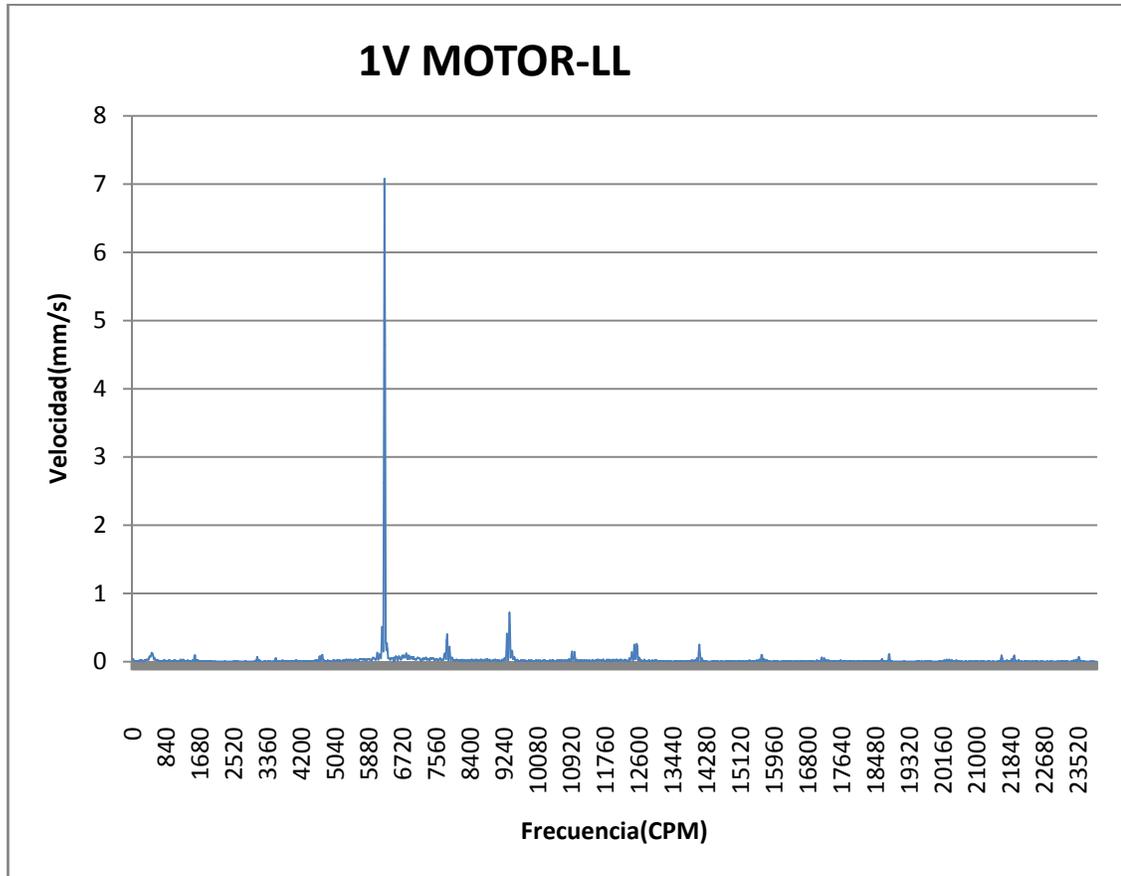
### 6.1.1 Lectura sobre el motor-Horizontal- Lado libre



(Gráfica 6.1)

-En esta grafica se puede ver que alrededor de 6300[CPM] se encuentra el valor máximo de 2,4[mm/s]. Este pico resulta ser aproximadamente 4 veces la velocidad de giro del motor que es 1800[rpm]. El valor pico que se muestra comienza a ser preocupante debido a que está pasando a los valores del tipo C, (ver tabla 4.3)es decir tolerables. En este caso es importante tomar en cuenta los valores que se obtuvieron sobre el motor, es posible que pueda seguir trabajando pero es importante prevenir futuras complicaciones.

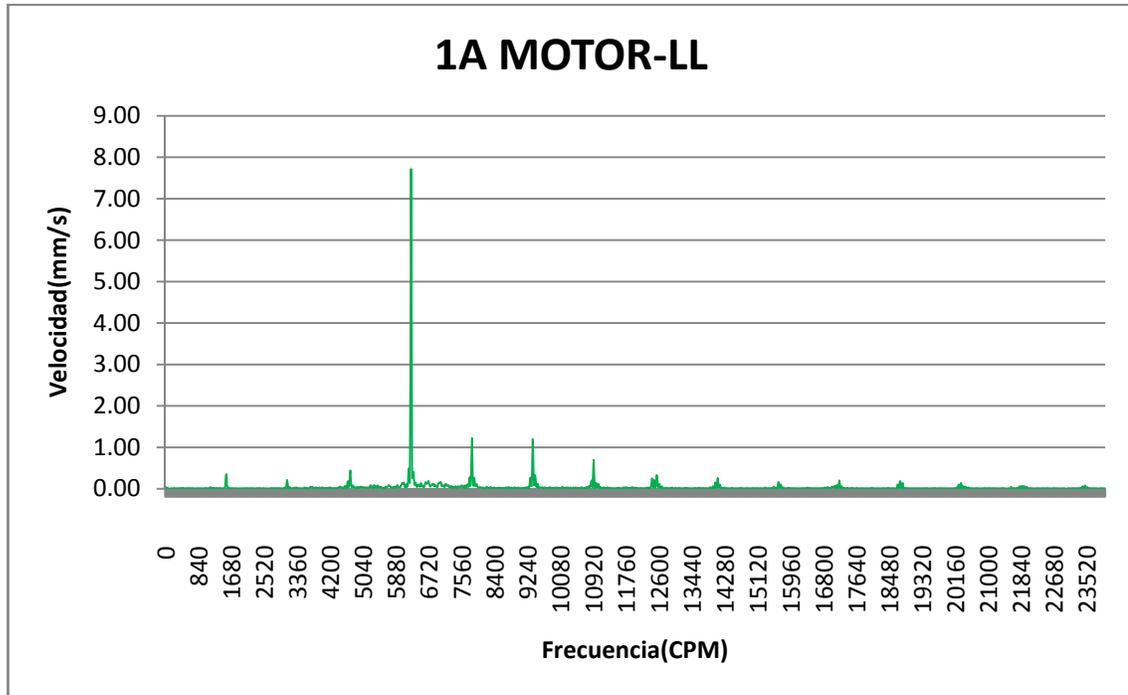
### 6.1.2 Lectura sobre el motor-Vertical- Lado libre



(Gráfica 6.2)

-En esta gráfica se puede ver un pico bastante elevado que sobrepasa levemente los 7,0[mm/s] alrededor de 6300[CPM]. Esta amplitud es preocupante puesto que se están dando valores que ponen en peligro el funcionamiento del motor. En la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3) se está entrando al último nivel, es decir, donde el funcionamiento es inaceptable y se requiere una intervención prontamente. A partir de esta gráfica y con los resultados de la medición anterior se puede inferir una tendencia que apunta a problemas sobre el motor.

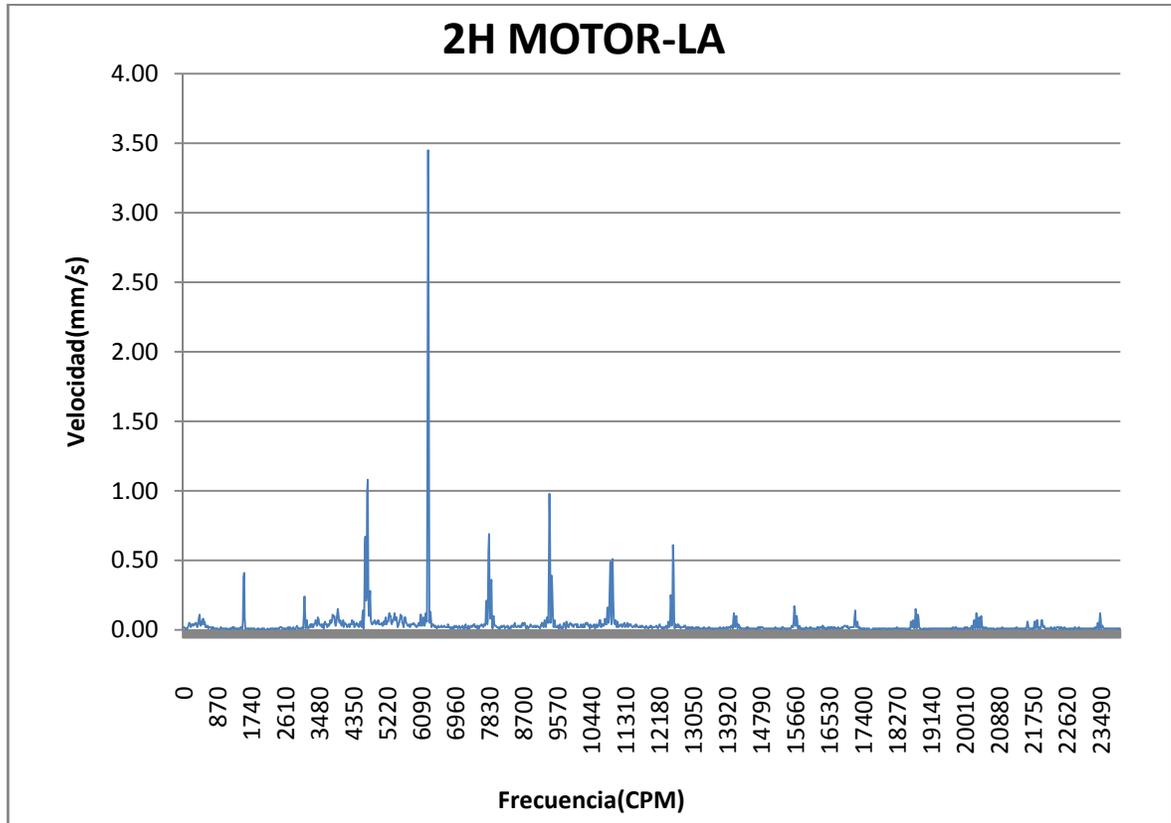
### 6.1.3 Lectura sobre el motor-Axial- Lado libre



(Gráfica 6.3)

-En esta gráfica se puede ver otro gran pico que se encuentra cerca a los 7,7[mm/s] y en los 6270[CPM] aproximadamente. El problema existente en este motor está alrededor de cuatro veces la velocidad de giro del motor que es 1800[rpm]. Podemos ver que la severidad del dato medido lo clasifica (ver tabla 4.3) en un estado inaceptable (cuarta categoría) donde se deben tomar medidas de corrección. También aparecen 2 valores que sobrepasan 1,00[mm/s] después del pico más alto. Se dan en 7830[CPM] y 9375[CPM]. Aunque estos valores no son preocupantes y tampoco presentan peligro mayor, pueden ser parte del problema de vibración que se ha visto en esta parte de la medición del motor.

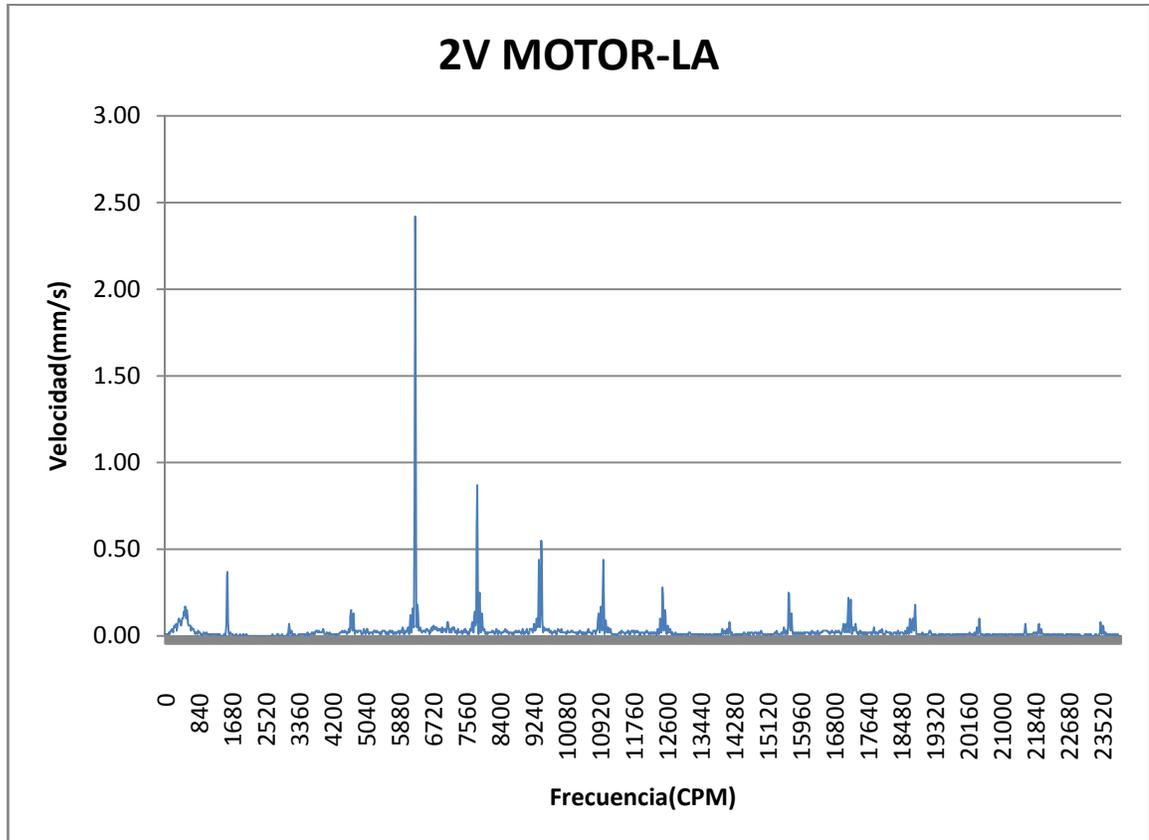
#### 6.1.4 Lectura sobre el motor-Horizontal- Lado acople



(Gráfica 6.4)

-En el segundo punto de medición, el lado del acople, se puede ver que los problemas que se presentaron en el lado libre también aparecen en esta sección de acople. En la frecuencia 6270[CPM] se puede ver un pico de 3,45[mm/s] el cual pondría en la tercera categoría de severidad de la ISO (ver tabla 4.3) donde la vibración de la maquinaria sería tolerable pero donde necesita correcciones. El pico se detecta en aproximadamente 4 veces la velocidad de giro del motor.

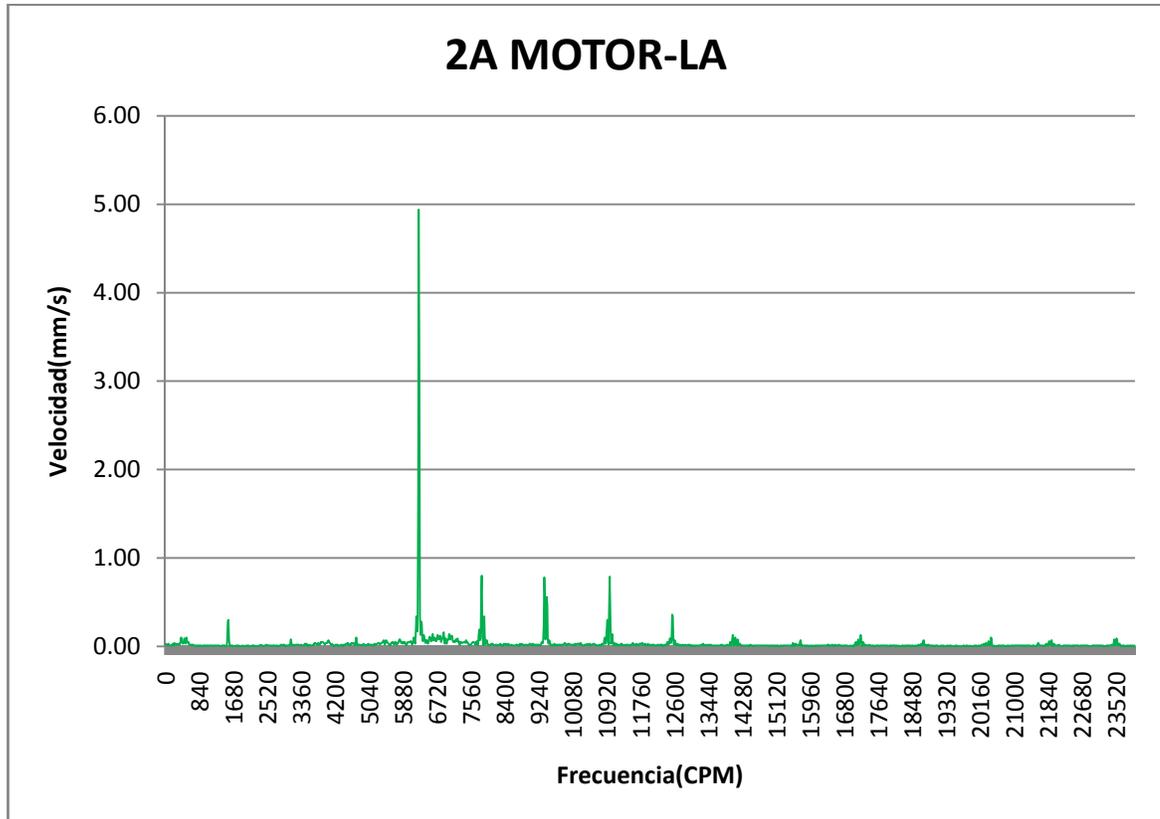
### 6.1.5 Lectura sobre el motor-Vertical- Lado acople



(Gráfica 6.5)

-En la medición del lado del acople en el motor se puede ver que el valor más alto se presente nuevamente en la frecuencia de 6270[CPM] y la velocidad es de 2,42[mm/s]. Esto muestra que la vibración obtenida en este punto se clasifica en la tercera categoría de severidad de la norma ISO (ver tabla 4.3), lo que quiere decir que la máquina puede operar pero necesita revisión.

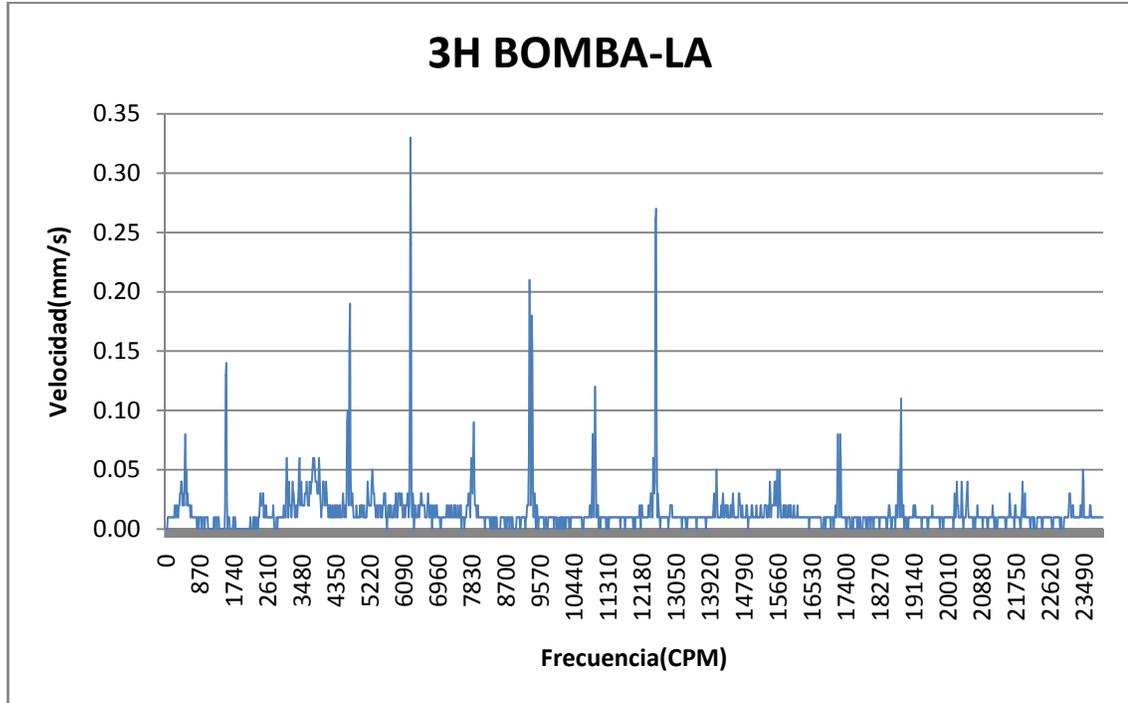
### 6.1.6 Lectura sobre el motor-Axial- Lado acople



(Gráfica 6.6)

-En esta medición se puede observar un pico en la frecuencia de 6270[CPM] con un valor de 4,9[mm/s]. Esto indica una vibración inaceptable y un nivel 4 en la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3). En este punto la maquina necesita correcciones y pueden presentar problemas o averías en un plazo corto. Se puede inferir que el motor presenta algunos problemas en el lado donde se acopla a la bomba y el estado actual no es el deseado.

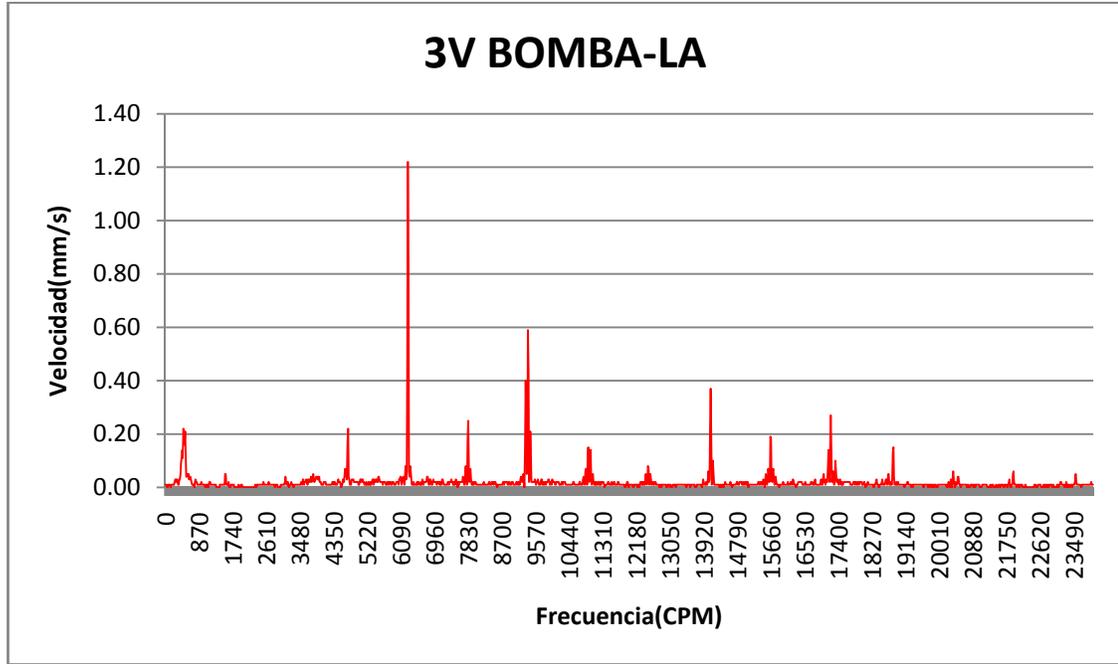
### 6.1.7 Lectura sobre la bomba-Horizontal-Lado acople



(Gráfica 6.7)

-En este tercer punto de medición podemos ver que los valores son bastante bajos y no presentan mayor problema. La mayoría de datos se encuentran por debajo de 0,30[mm/s] en niveles de vibración. Según la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3), el lado del acople en la parte de la bomba no presenta mayores problemas y está en la primera categoría (rendimiento bueno).

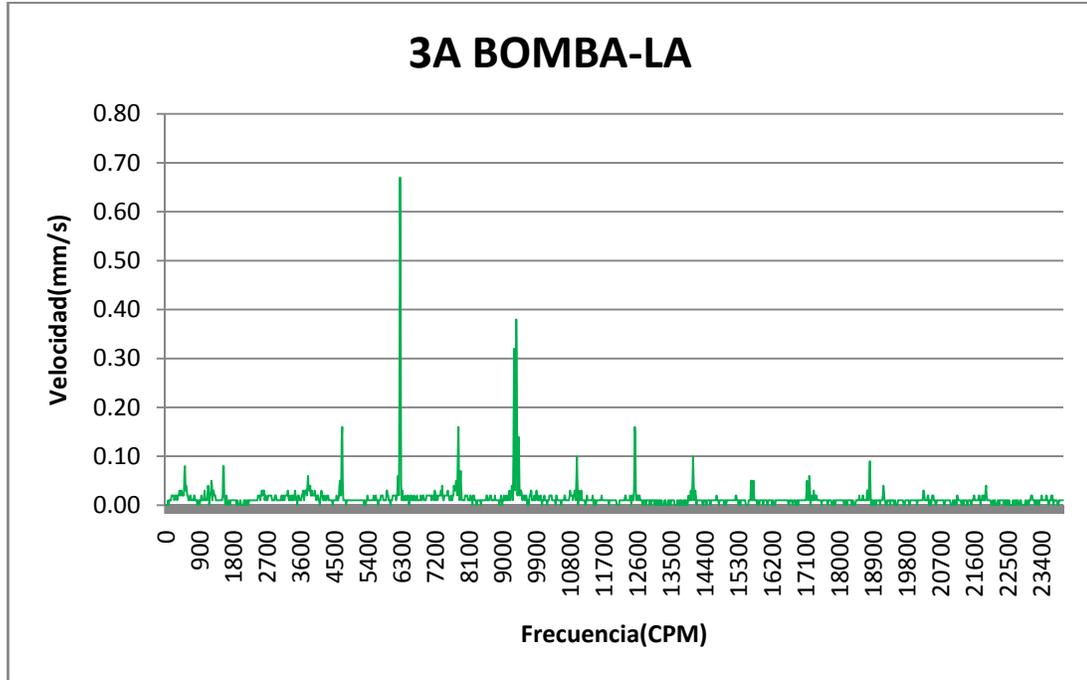
### 6.1.8 Lectura sobre la bomba-Vertical-Lado acople



(Gráfica 6.8)

-En la medición vertical sobre el tercer punto se puede ver un ligero incremento en la vibración respecto a la medición horizontal pero no hay valores que representen riesgo (ver tabla 4.3). El pico máximo se da con un valor de vibración de 1,2[mm/s] en 6270[CPM]. Debe tenerse en cuenta que este valor de frecuencia es aproximadamente 4 veces la velocidad del motor 1800[rpm].

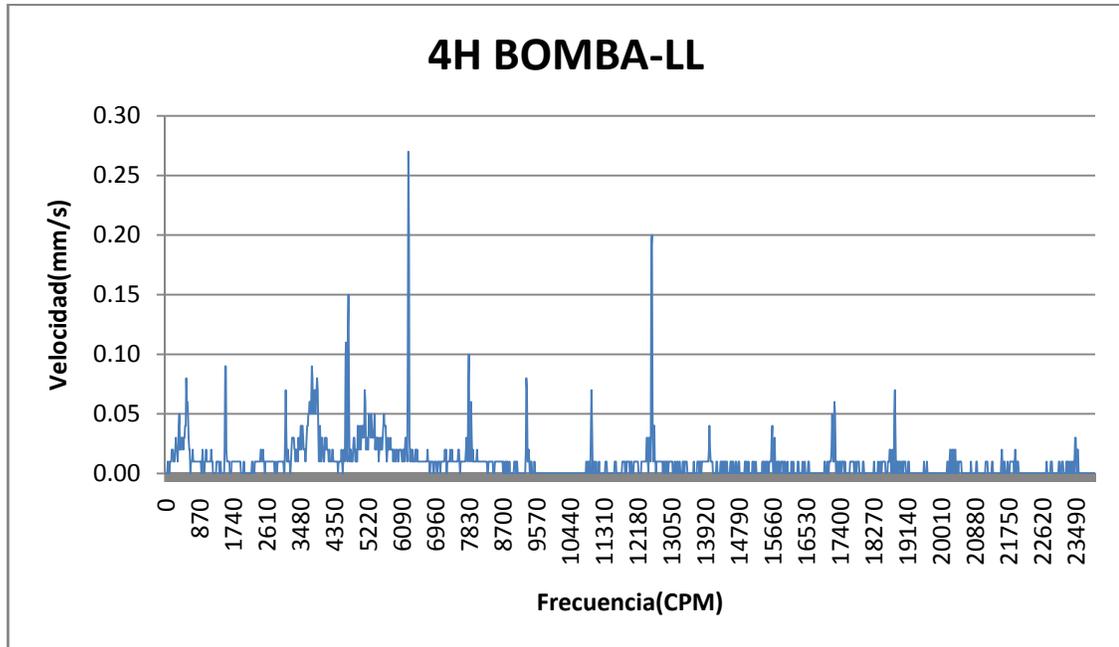
### 6.1.9 Lectura sobre la bomba-Axial-Lado acople



(Gráfica 6.9)

-En esta lectura tomada en el lado del acople se puede ver que el pico más alto se encuentra en 6270[CPM] y tiene una velocidad de 0,67[mm/s]. Según la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3) este punto no presenta mayor problema puesto que los valores se encuentran por debajo de 0,70[mm/s] y alcanzan a estar todos en la clasificación del primer grupo donde el rendimiento es bueno y no es necesario ningún cambio.

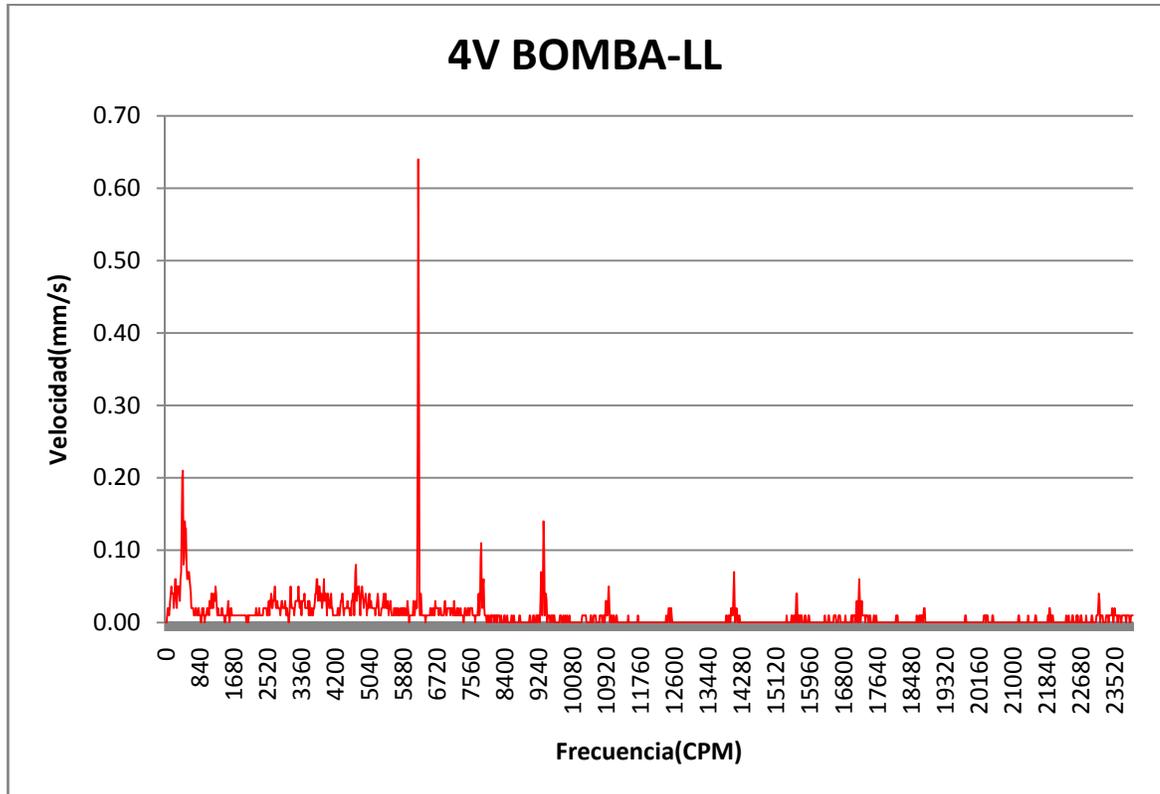
### 6.1.10 Lectura sobre la bomba-Horizontal-Lado Libre



(Gráfica 6.10)

-En el cuarto y último punto de medición se puede ver que el valor máximo está en 6270[CPM] con una velocidad de 0,27[mm/s] lo que no representa mayor problema. Según la norma ISO (ver tabla 4.3) y su tabla de severidad de vibración, este punto está en la categoría número uno donde el funcionamiento de la maquina es bueno.

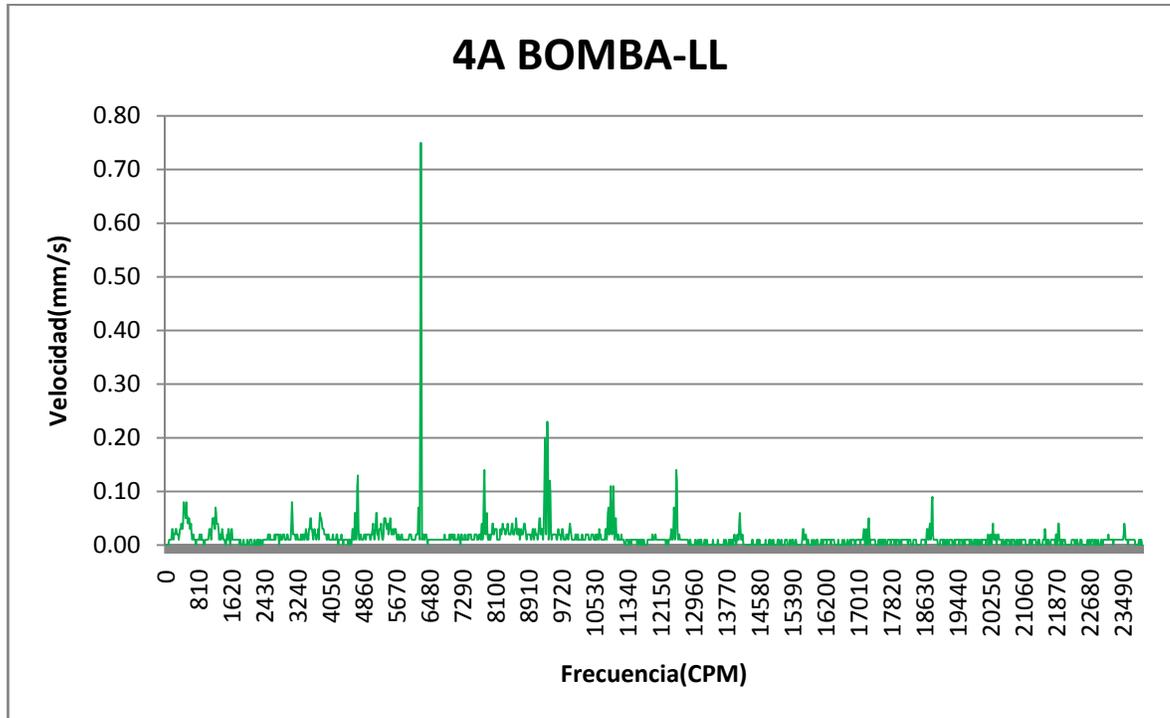
### 6.1.11 Lectura sobre la bomba-Vertical-Lado Libre



(Gráfica 6.11)

-En esta lectura se puede observar que hay un pico máximo con una vibración de 0,64[mm/s] en 6270[CPM]. Este valor de frecuencia es alrededor de cuatro veces la velocidad del motor, que es 1800[rpm]. Según la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3), estos valores no representan mayor problema en este punto de medición.

### 6.1.12 Lectura sobre la bomba-Axial-Lado Libre



(Gráfica 6.12)

-En este punto de medición se puede ver que la tendencia se mantuvo respecto a los otros dos ejes. El valor máximo se dio en 6270[CPM] con una vibración de 0,75[mm/s]. Este valor está catalogado como clase dos en la tabla de severidad de la norma ISO (ver tabla 4.3), siendo aceptable el rendimiento. Se puede inferir que el último punto de medición no presenta valores preocupantes para el funcionamiento correcto de la maquinaria.

## 6.2 DIAGNOSTICO DEL PROBLEMA Y DISEÑO DE AISLANTES

### 6.2.1 Origen del problema

A partir de las mediciones y los datos obtenidos, se debe entrar a analizar los problemas que presenta dicha máquina. El primer paso es seleccionar los valores más altos o que dentro del criterio de severidad de la ISO no cumplen con los valores máximos permitidos. A continuación, una tabla que resume los cuatro puntos que presentaron los valores de velocidad más altos.

Punto	F [CPM]	VM [(Vel) mm/s]
1H MOTOR-LL	6300	2,42
1V MOTOR-LL	6285	7,08
1A MOTOR-LL	6270	7,72
2H MOTOR-LA	6270	3,45
2V MOTOR-LA	6270	2,42
2A MOTOR-LA	6270	4,94

Tabla 6.1

En la tabla anterior están los resaltados los tres valores que se encuentran en el valor de *inaceptable* en la tabla de la ISO (ver tabla 4.3). Estas medidas corresponden a las dos mediciones axiales sobre el motor, y la medición vertical sobre el motor en el lado libre. Cabe aclarar, que para analizar y entender el problema que presenta la máquina, no solo debe referirse al punto más alto. En este caso es para ir detectando los lugares de la(s) falla(s).

Para ver cual problema presenta la máquina se debe referir a las tablas 5.1, tabla 5.2, tabla 5.3, y la tabla 5.4. En ellas están consignados los problemas que ocurren en la mayoría de casos de averías de máquinas.

El primer paso para entender que posibles problemas se están presentando. En los datos anteriores se puede inferir que los valores altos, todos se encuentran en

niveles superiores a la velocidad de rotación del motor. En ocasiones estos valores pueden ser engañosos y por lo tanto se debe ver una coincidencia en varios puntos de medición. Para los datos obtenidos en la medición se pudo corroborar que el elemento que presenta problemas es el motor, pues todos los valores medidos en él son altos. A pesar que la bomba no presenta problemas de vibración es de vital importancia recordar que la bomba y el motor se vuelven uno, es decir que tanto el motor como la bomba deben recibir el tratamiento de aislamiento de manera simultánea, sería un error grave aislar uno u otro elemento.

Para este caso el único ítem que coincide con los valores obtenidos es el de Holgura en eje (ver sección 4.1.4.6). Aunque existen más casos donde se habla de problemas en los múltiplos de la frecuencia, la coincidencia de ejes ayuda a señalar el problema puntual.

En los análisis de los datos obtenidos en el punto anterior (numeral 6.1), se habla de 4 veces la frecuencia de la velocidad del motor, aproximadamente 6270[CPM]. Como no se presentan más valores que requiera un análisis más complejo, ni bandas laterales u otro tipo de frecuencias que comprometan el funcionamiento se puede decir que el problema a ser solucionado es la holgura de eje. En estos casos también pueden aparecer patrones que pueden ir desde 4X y 15 X para este caso, ya que la ventana en la que se midió tenía como límite los 24,000 [CPM]. En los puntos donde se presentó vibración considerablemente alta, se puede ver que siguen habiendo picos en algunos armónicos siguientes, pero por su intensidad no resultan perjudiciales en el comportamiento de la máquina. Por lo contrario, estos armónicos son solamente muestran la severidad del problema que presenta el motor. Si bien estos armónicos no representan problemas individuales, si son componentes que ayudan a la excitación de la frecuencia del motor y aportan a que la vibración presente problemas de tan alta intensidad.

Para este caso debe hacerse el cálculo de los amortiguadores tal que este problema desaparezca. Este proyecto plantea una suspensión activa como técnica de control de ruido, en este caso una vibración que está produciendo daños y mantenimiento extra que puede ser prevenido. Debido a que el problema que se encontró es bastante severo, en términos de velocidad llegó a niveles de 7,0mm/s, debe emplearse una suspensión que baje los niveles de vibración considerablemente. Los objetivos principales de este tipo de soluciones vibratorias son: reducir los niveles de vibración de la maquinaria empleado los aislantes como un tipo de suspensión; y estabilizando la máquina.

## **6.2.2 Especificaciones del motor y la bomba**

### *Motor*

- Corriente alterna a 440 V
- Variador a 40 Hz - 60 Hz
- RPM 1660 (según ficha)
- Amperios= 18.5 A
- Rod: 6309 2z C3 - 6310 2z C3
- Marca Brook Motor Ingra

### *Bomba*

- Marca ATVC Tarrasa España
- Rod: L.acople 22210E-C3 L.impeller 6310

Peso combinado (motor y bomba)=172 kilogramos

### 6.2.3 Diseño de aislantes

Reemplazando en la ecuación 5.1 se tiene:

$$P = \frac{172}{4} = 43 \text{ Kgs}$$

De la tabla 5.5 se puede concluir lo siguiente:

**fn =800 CPM**

**Deflexión estática del sistema suspendido=0.06 pulgadas**

Donde fd=1770 CPM y fn =800 CPM

Obteniendo estos valores ahora se reemplaza en la ecuación 5.2.

**T=0.25**

De la ecuación de deflexión estática (Ecu. 5.3) se obtiene:

$$\delta_{st} = 1.53^{-5}$$

De la ecuación 5.4 se puede calcular el porcentaje de transmisibilidad(%)

$$\% \text{transmisibilidad} = 25.6$$

### Cálculos del resorte

Algunas de estas variables son dadas por los fabricantes, basados en los productos que se tienen.

$$d=6\text{mm}$$

$$G=688 \text{ MPa (material SAE 1040)}$$

$D = 4.5 \text{ cm}$

La carga para cada resorte ya se tienen [ $P = 43 \text{ kg}$  (de cada resorte)]

Reemplazando en la ecuación 5.5 se puede definir el número de espiras del resorte y de esta manera acabar los cálculos necesarios.

*Ahora se deben calcular el número de espiras*

*\*F valor que se da por tanteo relacionado espacio físico disponible de la maquina después de conocer la altura del skid.*

$G = 688 \text{ MPa}$

$F = 2.5 \text{ cm}$

$P = 43 \text{ Kg}$

$D = 4.5 \text{ cm}$

$N = 6.6$  Espiras Activas

Para calcular la altura simplemente se reemplaza en la ecuación 5.6 y de esta manera se tiene el diseño que se desea emplear.

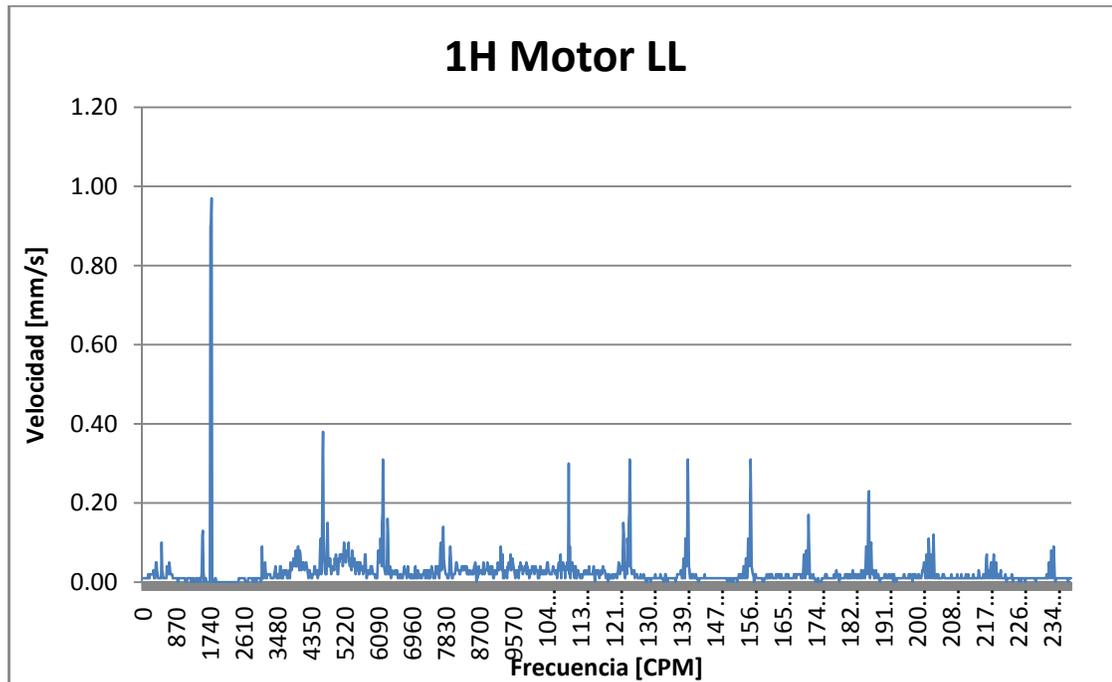
*Resumen del diseño del resorte (resumen entregado al fabricante)*

d	6mm
N	6.6 EA
L	13mm
de	50mm
H	85.8mm

Tabla 6.2

## 6.3 MEDICIONES DESPUÉS DE LA IMPLEMENTACIÓN

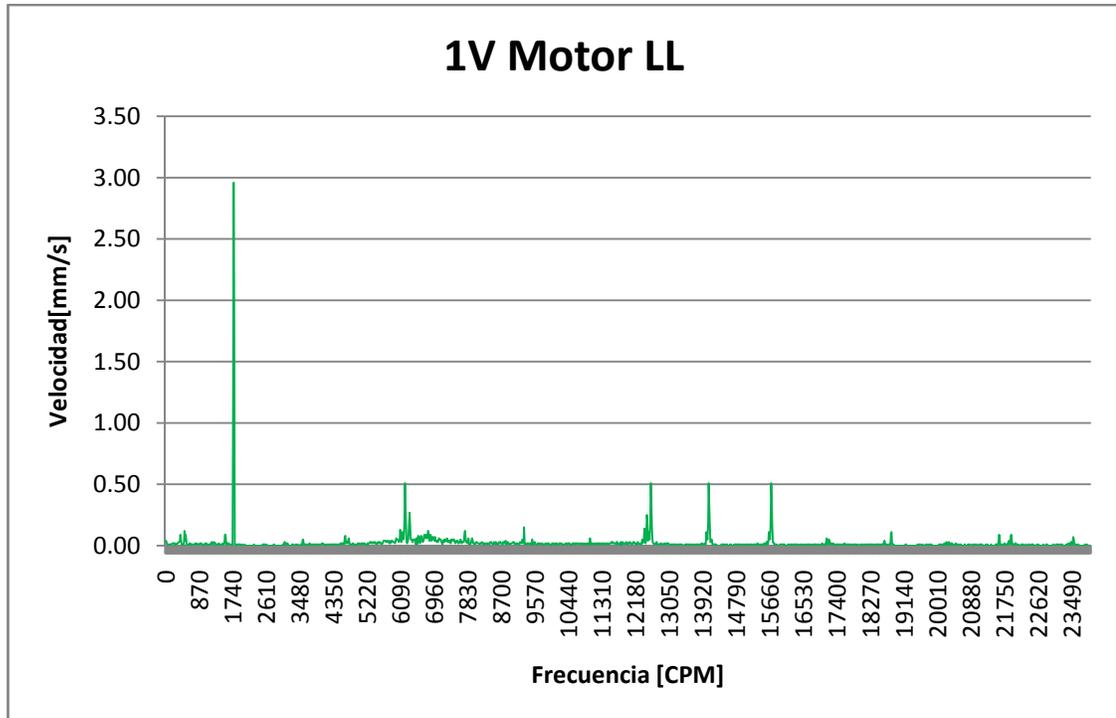
### 6.3.1 Lectura sobre el motor-Horizontal- Lado libre



(Gráfica 6.13)

Después de realizar la implementación se pueden ver cambios importantes. El primer punto importante es la desaparición del pico en 6300[CPM]. Este valor era importante pero no era un valor tan severo como en otros puntos. Lo importante, en este caso, es demostrar que los cálculos de suspensión actuaron correctamente. El pico más alto se encuentra en 1785 [CPM] y su valor es de un poco menos de 1.0 [mm/s], el cual no representa peligro alguno puesto que se encuentra en clasificación aceptable según la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3). Es importante darse cuenta que el valor que ha dado como más alto es aproximadamente la velocidad de giro del motor, 1785 [CPM], por lo que es normal que exista una excitación un tanto mayor en este punto que en otras frecuencias.

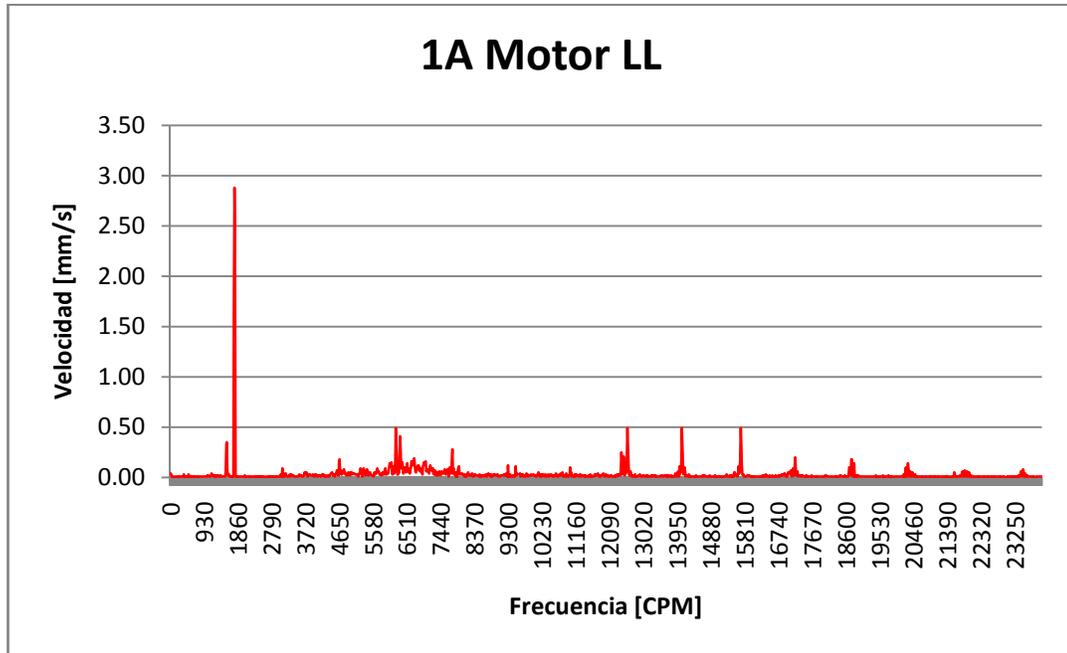
### 6.3.2 Lectura sobre el motor-Vertical- Lado libre



(Gráfica 6.14)

En este punto, antes de la implementación, era donde se presentaba uno de los mayores valores de vibración con 7,08[mm/s] en la frecuencia 6285[CPM]. Al haberse hecho la implementación de control de ruido, se puede ver una disminución de casi total del problema que se presentaba anteriormente. En este momento se puede ver que el valor máximo se encuentra en la frecuencia de giro del motor. Según la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3) este valor está en el límite del grupo b y el límite de c, es decir el grupo donde la vibración se considera aceptable. Esto no es indicio de alguna avería ni daños, solamente representa un funcionamiento normal del motor. De nuevo, la implementación de los aisladores actúa de manera efectiva, disminuyendo los valores críticos y dejando el comportamiento de la maquina en valores buenos y aceptables en la mayoría de frecuencias.

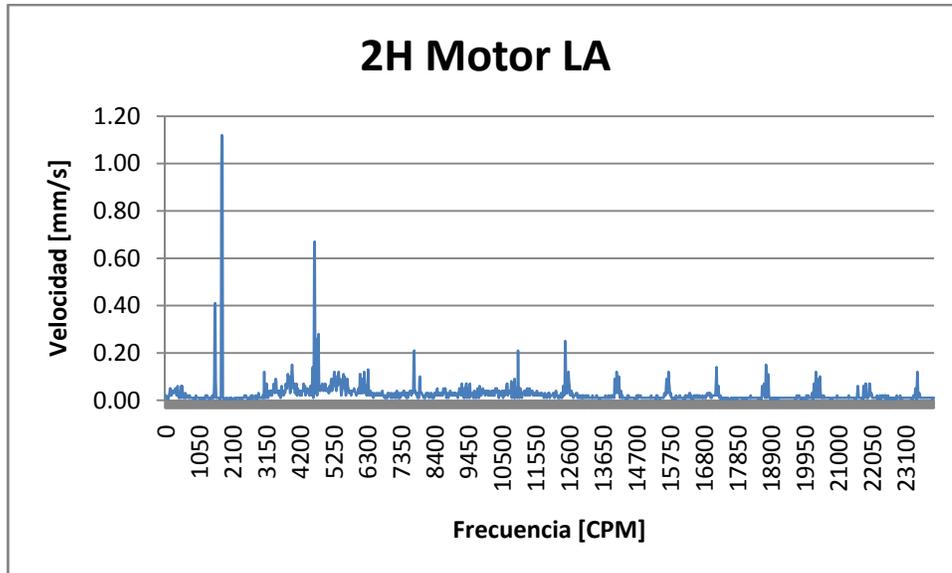
### 6.3.3 Lectura sobre el motor-Axial- Lado libre



(Gráfica 6.15)

Previo a la implementación, este era el punto de medición con el valor más alto de vibración. Con 7.72[mm/s] en la frecuencia 6270[CPM] lo convertía en el dato más preocupante debido a que se encontraba en una categoría de inaceptable según la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3). En esta gráfica se puede ver que los valores se mantienen en un rango bastante bajo. El 100% de los datos se encuentra por debajo de 3.0 [mm/s], lo cual es positivo, si se piensa en el bienestar de la máquina y en la eliminación de frecuencias que pueden tener efectos negativos en los trabajadores que se encuentren cerca a esta unidad. Por otro lado, el dato más sobresaliente está relacionado directamente con la frecuencia de giro del motor, lo que nos indica un funcionamiento correcto y sin problemas. La máquina se encuentra en el rango de niveles aceptables, con un valor de 2.8 [mm/s].

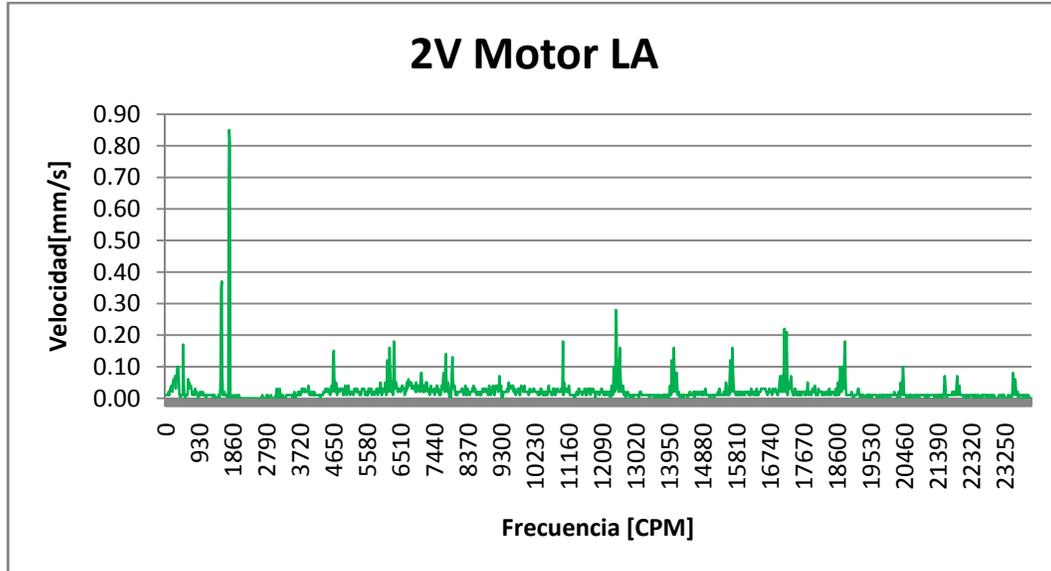
### 6.3.4 Lectura sobre el motor-Horizontal- Lado acople



(Gráfica 6.16)

En este punto se puede ver que no existen ninguna clase de problemas. Todos los valores se encuentran por debajo de 1,20[mm/s] después de realizarse la implementación. Antes de dicho tratamiento, los niveles de vibración se encontraban en niveles de 3.45 [mm/s] en la frecuencia 6270[CPM]. Si bien no era un problema tan grave, si se establecía que el valor era tolerable pero evitable. El valor de giro del motor es el que da como resultado la amplitud más alta. Dicho nivel no representa peligro alguno, debido a que está en valores aceptables según la tabla de severidad de la ISO (ver tabla4.3). Por tanto se puede inferir que la implementación aporta a que los problemas de vibración se vean menguados, permitiendo que la máquina trabaje más tiempo, extendiendo así su vida útil.

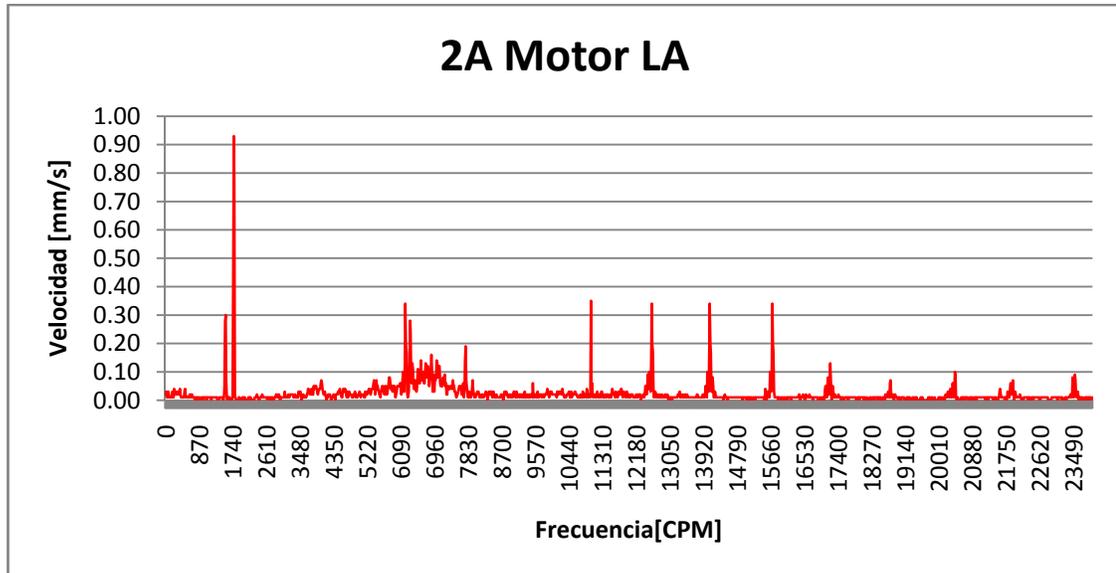
### 6.3.5 Lectura sobre el motor-Vertical- Lado acople



(Gráfica 6.17)

Después de la implementación, se puede observar que existe total normalidad en los datos obtenidos respecto al comportamiento de la máquina. La totalidad de los datos obtenidos se encuentran en la clasificación número uno, según la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3) en un comportamiento bueno. En esta gráfica se puede observar el pico más alto en aproximadamente la frecuencia de giro del motor, es decir, 1770 [CPM] con un valor de velocidad de 0.85 [mm/s]. En este caso la implementación correcta, permitió controlar todos los valores que se encontraban en niveles tolerables, pasando a niveles buenos. Según el criterio de la ISO, todas las máquinas de estas características deberían encontrarse funcionando en los dos primeros niveles.

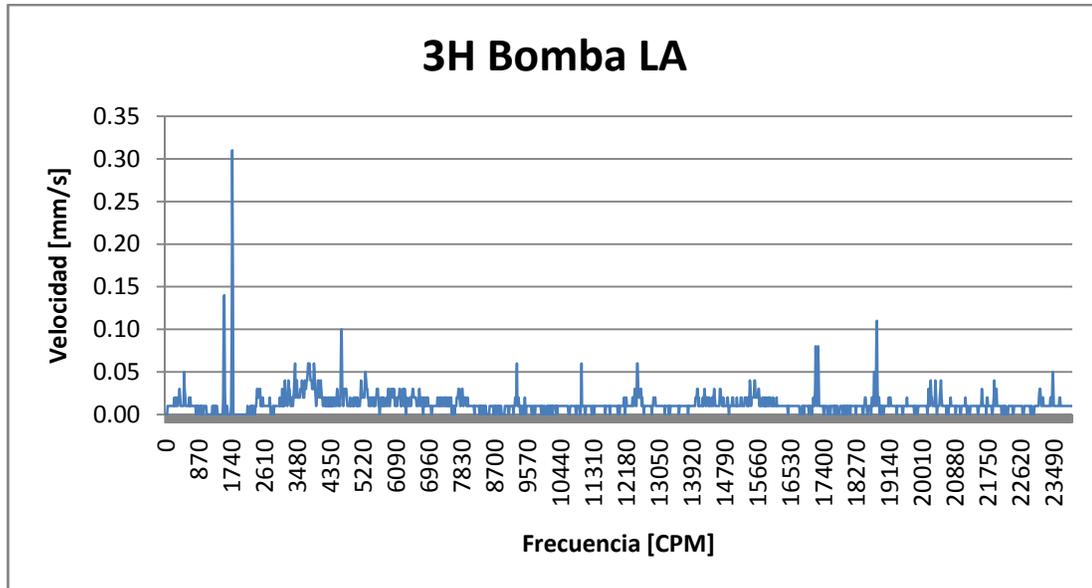
### 6.3.6 Lectura sobre el motor-Axial- Lado acople



(Gráfica 6.18)

Antes de la implementación, este punto axial del lado-acople, era el tercer valor más alto según la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3). Con un valor de 4,94 [mm/s] en la frecuencia 6270 [CPM] se convertía en un valor muy preocupante. Según el criterio de la ISO este valor es inaceptable en una máquina que se encuentre trabajando. Se puede ver que después de la implementación los valores no resultan para nada preocupantes, por el contrario, se muestran valores en los que deberían funcionar de manera normal. Según los datos presentados en la gráfica se puede ver que todos los valores se encuentran por debajo de 1,00[mm/s], siendo el valor más alto el dato correspondiente a la velocidad de giro del motor, aproximadamente 1770 [CPM].

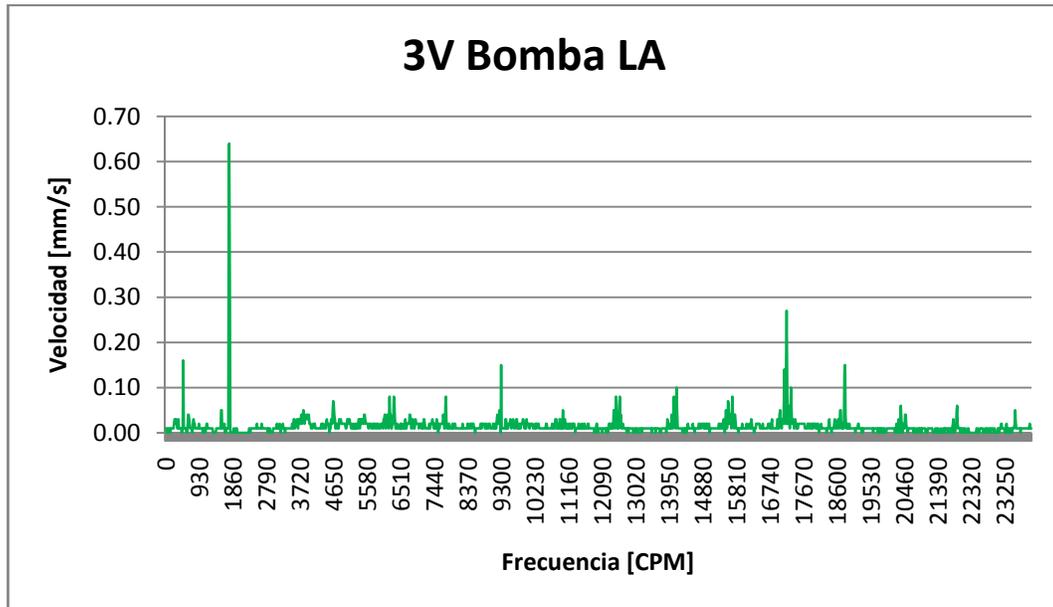
### 6.3.7 Lectura sobre la bomba-Horizontal-Lado acople



(Gráfica 6.19)

En este punto no se presentaban problemas antes de la implementación, siendo 0,33 [mm/s] el valor más alto. En este caso la suspensión también actuó sobre los mismos elementos que en los puntos de medición anteriores. En este caso el punto más alto se presenta de nuevo en la velocidad de giro del motor, aproximadamente 1770 [CPM] con una amplitud de 0.31 [mm/s]. Todos los niveles en este caso son bajos (ver tabla 4.3) lo que indica un buen comportamiento de la máquina

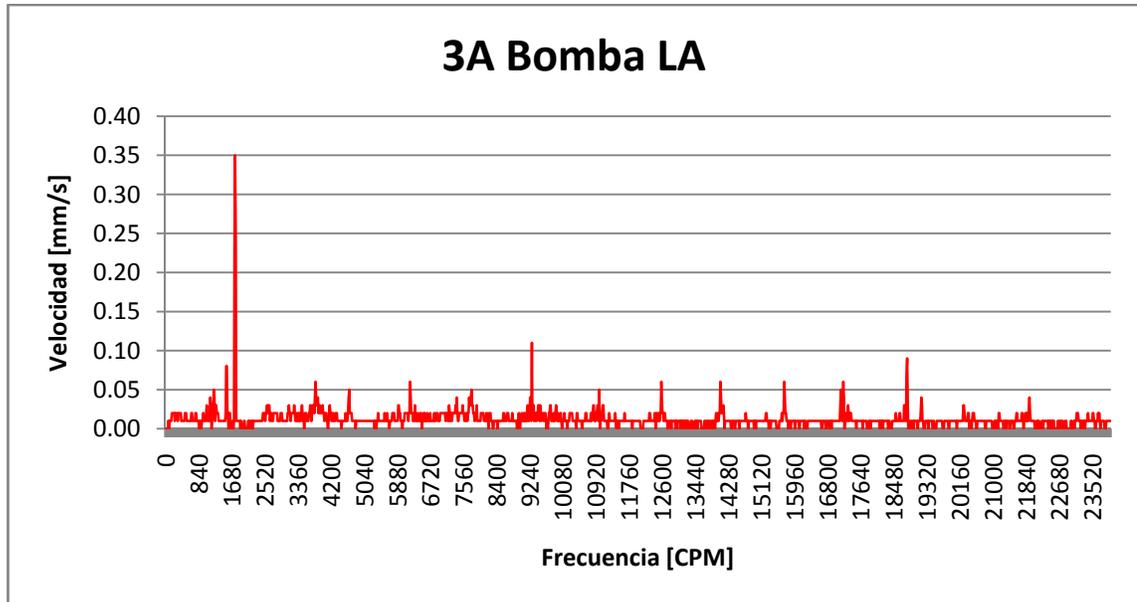
### 6.3.8 Lectura sobre la bomba-Vertical-Lado acople



(Gráfica 6.20)

En este punto se puede ver que todos los valores se encuentran en niveles bajos según la tabla de la ISO (ver tabla 4.3). Si bien antes de la implementación los valores obtenidos no representaban mayor riesgo, se puede detallar una reducción en los niveles de la mayoría de frecuencias. Todos los valores consignados en la gráfica anterior se encuentran muy por debajo de 0,70 [mm/s], siendo valores adecuados para un desempeño correcto.

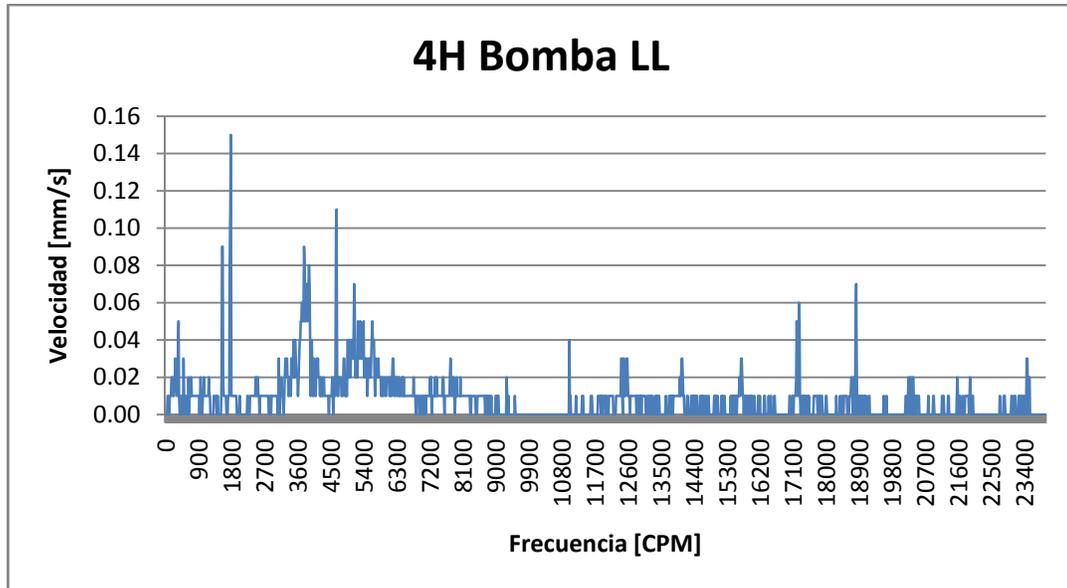
### 6.3.9 Lectura sobre la bomba-Axial-Lado acople



(Gráfica 6.21)

Al igual que en el punto de medición anterior, los valores correspondientes a la medición después de la implementación, se encuentran en rangos favorables según el criterio de la ISO (ver tabla 4.3). En este punto todos los valores se encuentran por debajo de 0,40 [mm/s], mostrando así un comportamiento favorable al desempeño de la máquina. En la gráfica se puede ver un pico que sobresale de los demás. Este punto no representa riesgo alguno ya que se encuentra en valores de 0,35 [mm/s] y se presenta en la frecuencia de giro del motor, por lo que se infiere un comportamiento normal.

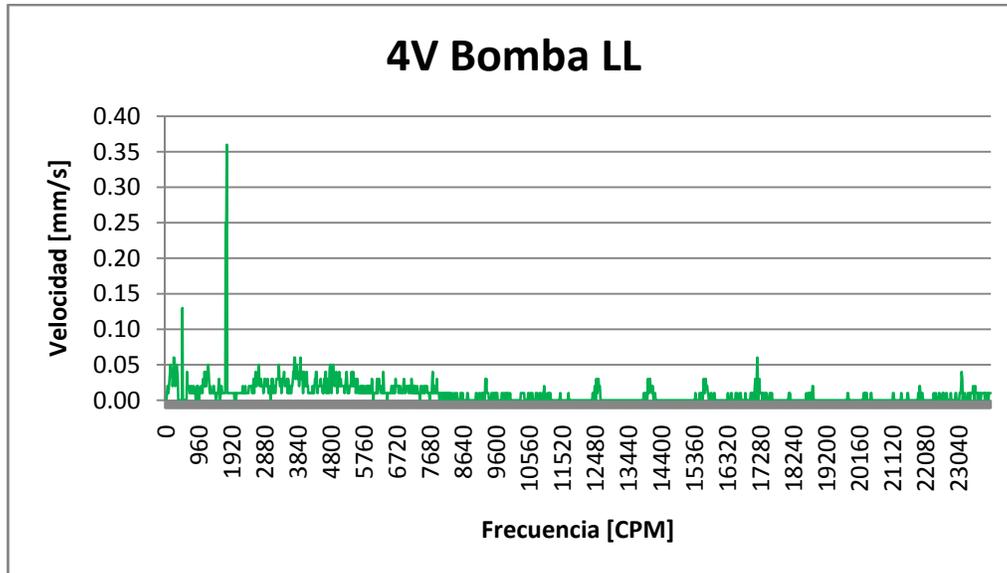
### 6.3.10 Lectura sobre la bomba-Horizontal-Lado Libre



(Gráfica 6.22)

En este punto se puede ver que los valores son realmente bajos, no se supera el 0,16 [mm/s] lo que indica que no existen riesgos en este punto. Antes de la implementación los valores también se encontraban en la categoría aceptable según la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3). De nuevo se ve que el valor más representativo de esta gráfica es aproximadamente la velocidad de giro del motor, en este caso 1785 [CPM].

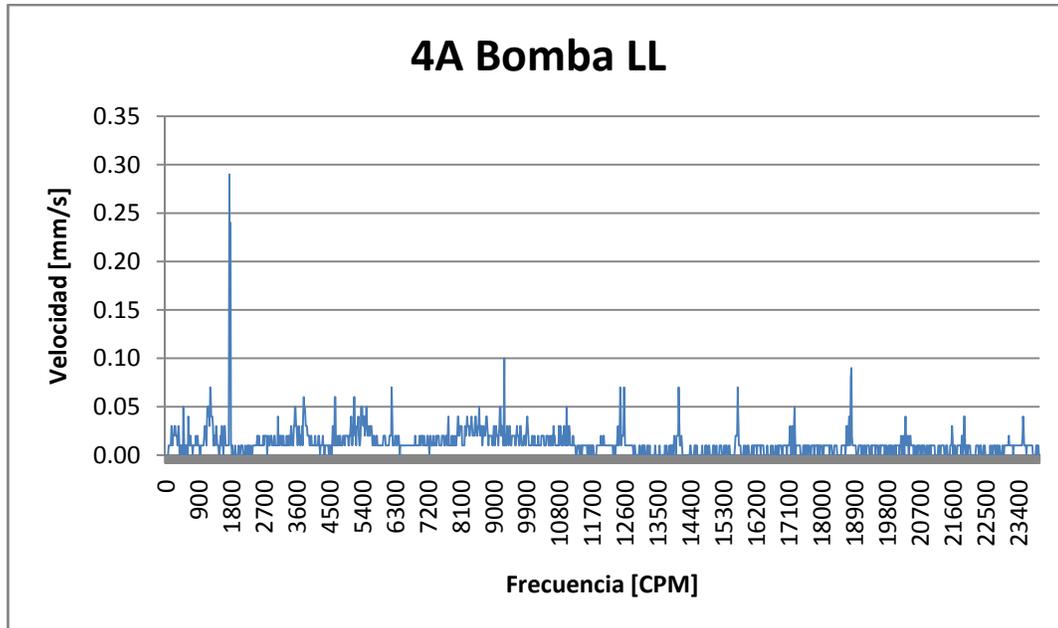
### 6.3.11 Lectura sobre la bomba-Vertical-Lado Libre



(Gráfica 6.23)

En este punto todos los valores son menores a 0.40 [mm/s], es decir que todos se encuentran en rangos definidos como buenos, por la tabla de severidad de la ISO (ver tabla 4.3). Antes de la implementación, los valores medidos no superaban el 0,7 [mm/s] lo que indica una disminución de casi el 50% en la intensidad de todos los puntos. El pico más alto en este caso es el de la velocidad de giro del motor que en este caso es de 1785 [CPM].

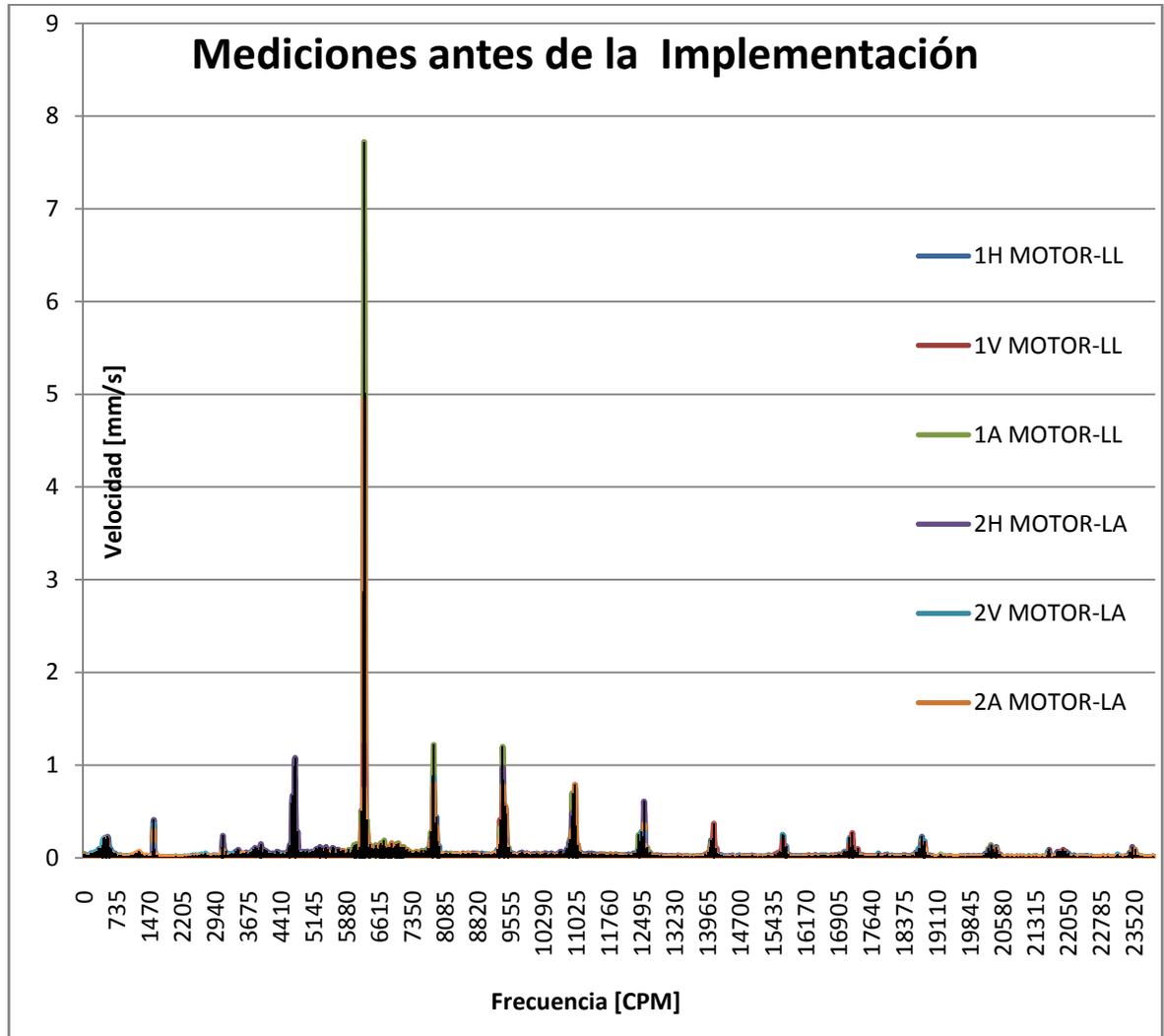
### 6.3.12 Lectura sobre la bomba-Axial-Lado Libre



(Gráfica 6.24)

En este último punto, se puede ver que el valor máximo no supera los 0,30 [mm/s], por tanto los valores no incurren en ningún riesgo de vibración en la máquina en este momento según la tabla de la ISO (ver tabla 4.3). En las mediciones previas a la implementación de la suspensión, el valor máximo medido era de 0,75 [mm/s]. En este caso el valor máximo se da en 1755 [CPM] que es aproximadamente el valor de la velocidad de giro del motor.

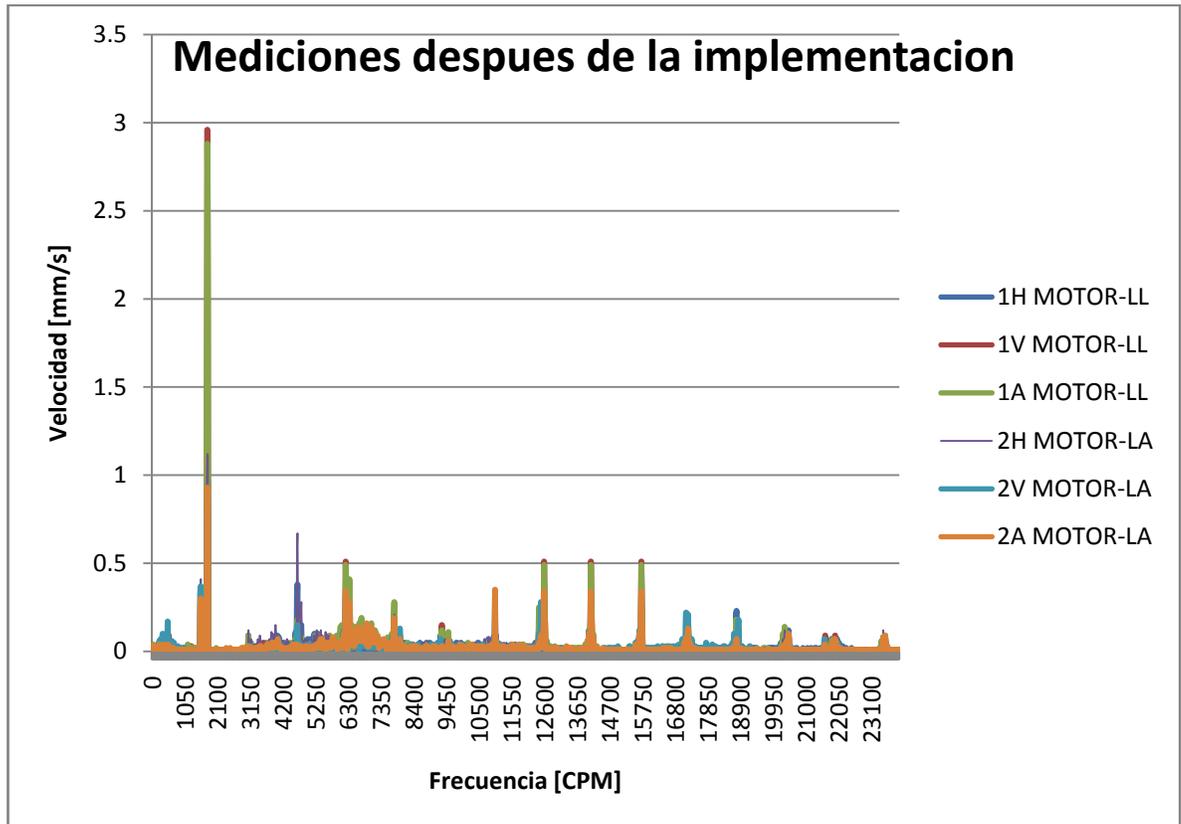
## 6.4 COMPARACION DE DATOS



(Gráfica 6.25)

En esta gráfica se puede ver todos los puntos del motor previo a la implementación. Es posible identificar un pico considerablemente alto que se aproxima a voltes de 8.00 [mm/s]. Precisamente ese punto indica donde se encontraban los problemas en ese momento.

A continuación, la gráfica después de haber realizado la implementación.



(Gráfica 6.26)

En esta grafica se encuentran los mismos puntos consignados en la gráfica anterior, pero después de haberse implementado la suspensión. Se puede ver que los valores se han reducido casi a la mitad, acercándose a 3.00 [mm/s] de velocidad pero el valor se encuentra relacionado con la velocidad de giro del motor. Esto indica que el motor se está comportando de manera normal ya que el pico no representa peligro alguno, solamente indica que la velocidad de giro de motor está 1800 [mm/s].

#### 6.4.1 Porcentajes de atenuación

Punto	F [CPM]	VM [(Vel)mm/s]	VM [(Vel)mm/s]	% atenuación
1H MOTOR-LL	6300	0,16	2,42	93,39
1V MOTOR-LL	6285	0,01	7,08	99,86
1A MOTOR-LL	6270	0,30	7,72	96,11
2H MOTOR-LA	6270	0,13	3,45	96,23
2V MOTOR-LA	6270	0,10	2,42	95,87
2A MOTOR-LA	6270	0,08	4,94	98,38
<b>PROMEDIO</b>	<b>6278</b>	<b>0,13</b>	<b>4,67</b>	<b>96,64</b>

Tabla 6.3

En la tabla 6.3 están consignados los valores más altos medidos antes de la implementación (columna roja) y los valores más altos después de la implementación (columna verde). La última columna indica el porcentaje de atenuación que se pudo obtener a partir de la implementación de la suspensión activa.

También se puede ver que el promedio de atenuación, en las frecuencias que presentaban valores peligrosos para el desempeño de la maquinaria industrial, está por encima de 95%. Logrando un máximo de atenuación de 99.86% en el punto del lado libre del motor y un porcentaje de 93,39% en el mismo punto pero en la medición horizontal.

## 7. CONCLUSIONES

Como se ha analizado en el punto 6.4 (comparación de datos) la suspensión activa atenúa las vibraciones en un porcentaje promedio de 96,54%, una reducción casi total de las vibraciones de la maquinaria industrial. Esto indica que el funcionamiento de la maquinaria industrial paso de un promedio de velocidad de 4.67 [mm/s] a uno de 0.13 [mm/s]. Según el criterio de la norma ISO 10816, el estado de funcionamiento de la maquinaria industrial pasó de estar en zona D (estado inaceptable) a un funcionamiento del tipo A (estado bueno) de acuerdo a la tabla de severidad (ver tabla 4.3 *adaptación ISO 10816-3*).

Los datos obtenidos, después de la suspensión activa, reflejan un comportamiento ideal para maquinaria industrial, pues según la norma ISO 10816-3, el comportamiento total de la máquina está niveles A y B (niveles menores a 2.8 mm/s). Esto asegura que la maquinaria industrial a la que se le aplicó la suspensión, tenga un promedio entre falla más alto (ver anexo). Es decir, que se asegura funcionamiento en promedio 2 años más de lo que se obtiene sin realizarse este tipo de implementaciones.

Por otra parte, es importante anotar que se requiere de precisión en el momento de la medición para obtener lecturas de vibración confiables. Es decir, la utilización de equipos de alto grado de resolución, como el empleado en este proyecto (VibScanner). También es importante la ubicación de los sensores. En este trabajo se establecen los puntos donde se deben situar en este tipo de maquinaria industrial, y la orientación que debe seguirse (ver sección 5.1 “*Desarrollo de la medición- diagnostico- corrección del problema*”).

Después de la implementación, es necesario llevar el mismo proceso de medición con el fin de establecer los nuevos valores de vibración. La norma ISO 10816-3 es el estándar que rige los valores de severidad en los que se debe encontrar la maquinaria industrial luego de la implementación de la suspensión activa.

Por último, se puede afirmar que este tipo de implementaciones ayuda a disminuir las vibraciones estructurales. La ventaja de disminuir las vibraciones de estructuras es que el funcionamiento de la maquinaria industrial será normal ya que los valores de vibración altos fueron atenuados con la implementación de la suspensión activa. Se puede hablar de reducción en las vibraciones estructurales ya que la frecuencia donde se encontraban los valores más severos 6300[CPM] (aproximadamente) disminuyeron en casi 95%. Por otro lado, el valor de frecuencia más alto después de la implementación se encontraba cerca de 1800[CPM]. Como el valor de giro del motor era aproximadamente 1800 [CPM] (ver 6.2.2 *“Especificaciones del motor y la bomba”*), se puede asumir un comportamiento normal de la máquina.

## 7.1 RECOMENDACIONES

-Es de vital importancia conocer y estudiar cuidadosamente las normas de medición, pues en determinado momento se pueden ignorar parámetros fundamentales.

-En lo posible, tener un entrenamiento en el manejo de los diferentes instrumentos de medición. Pueden resultar complejos si no se conoce con certeza que se va a medir.

-En la toma de datos, se debe tener cautela en los puntos de medición. Esto puede ser la diferencia entre datos correctos y mediciones falsas.

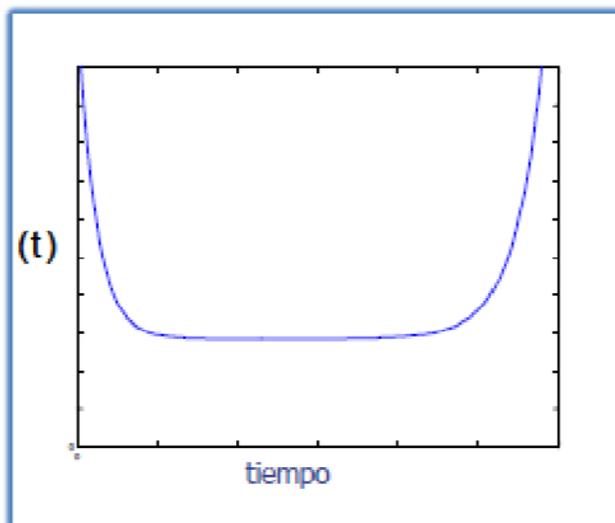
-Es importante conocer los costos aproximados del proyecto. Si no se cuenta con respaldo, en ocasiones puede tener un valor elevado la ejecución de un proyecto como este.

## 8. BIBLIOGRAFÍA

- ISO 10816-3, Mechanical vibration -- Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts -- Part 3
- Marco Bersanelli; Mario Gargantini (2006). Sólo el asombro conoce. La aventura de la investigación científica. Ediciones Encuentro
- Mark Serridge y Torben “Accelerometer and Vibration Preamplifier Handbook”, Bruel&Kjaer Primera edición.
- B&K. “NOISE CONTROL Principles and practice”, Bruel&Kjaer. Segunda edición. Impreso por Naerum offset.
- Cyril M. Harris. “Shock and Vibration handbook”. Cuarta edición.
- Althom Atlantique. “Vibrachoc” ..
- P.A. Nelson & S.J. Elliott. “Active Control of Sound”
- Cyril M. Harris. “Manual de medidas acústicas y control del ruido” Volumen 1
- Cyril M. Harris. “Manual de medidas acústicas y control del ruido” Volumen 2
- U.S. Noise Pollution and Abatement Act of 1972
- UNO INGARD. Notes on Acoustics. (Hingham, Massachusetts: Infinity Science Press LLC, 2008)
- GLENN D. WHITE. Introducción a Vibración de máquinas. Predict DLI. Washington. 1995. 127p
- SILVA. Clarence W. Vibration and Shock Handbook .CRC; 1st Ed., 2005.
- AEROFLEX INC. Vibration Mountings & Controls. Korfund Dynamics. 1999
- MOORE, Ron. SCHULTZ, John. WILKINS, José. Expanding Capacity: Using Process Reliability Analysis for Strategic Business Decisions. En: UpTime. 9-20p
- O’HANLON, Terrence. Computerized Maintenance Management and Enterprise Asset Management Best practices.
- HAWKINS, C. Bruce. Gestión de mantenimiento 201. En: Uptime.

## Anexo A

La siguiente gráfica muestra el comportamiento de una máquina, cualquiera que sea, en un determinado tiempo. Se le conoce como la curva de la bañera o curva de tiempo medio entre fallas (MTBF).<sup>27</sup>



Etapas de la vida de un equipo

---

<sup>27</sup>PASCUAL, Rodrigo. Manual del ingeniero de mantenimiento. Santiago de Chile, Chile. 2002

