

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE VIBRACIONES
MECÁNICAS QUE REPRODUZCA TRES FALLAS CARACTERÍSTICAS:
DESALINEAMIENTO, DESBALANCEO Y PASO DE DIENTES.**

**JOHN FERNANDO NIETO VARGAS
ANDRES MAURICIO NIÑO AVENDAÑO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERÍA FÍSICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE VIBRACIONES
MECÁNICAS QUE REPRODUZCA TRES FALLAS CARACTERÍSTICAS:
DESALINEAMIENTO, DESBALANCEO Y PASO DE DIENTES.**

**JOHN FERNANDO NIETO VARGAS
ANDRES MAURICIO NIÑO AVENDAÑO**

**Trabajo de grado para optar el título de
Ingeniero mecánico.**

**Director
CARLOS BORRAS PINILLA
Ingeniero mecánico**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIA FISICO-MECÁNICAS
ESCUELA DE INGENIERIA MECÁNICA
BUCARAMANGA**

2013

DEDICATORIA.

A mi madre y a mi padre, Carmen rosa Vargas y Alirio Nieto, por el apoyo incondicional, paciencia, amor, cariño y sobre todo el gran esfuerzo que han hecho para orientarme con el único propósito de obtener un futuro prometedor.

A mis hermanos, Luz Stella, Janeth y Rodrigo, por su gran apoyo y esas palabras y consejos en los momentos más difíciles, y aun lo más importante por creer en mí.

JOHN FERNANDO NIETO VARGAS

Dedicado a todas aquellas personas que intervinieron en mi formación profesional, especialmente:

A mis padres: Arturo Niño y Rossmery Avendaño, hermanos:

Jhon y Cristhian, y mi novia Evelyn, a cada uno de ellos por los momentos de comprensión y apoyo incondicional

brindados durante cada escalón de mi carrera profesional.

ANDRES MAURICO NIÑO AVENDAÑO.

AGRADECIMIENTO

Los autores del proyecto agradecen a todas las personas que intervinieron en el desarrollo del mismo, especialmente:

A Carlos Borrás Pinilla, ingeniero mecánico, director de proyecto.

A Alfonso Castro García, ingeniero mecánico, por su colaboración y respaldo.

A Jabid Quiroga, ingeniero mecánico, por su colaboración y confianza.

A Lida Mariana, ingeniera mecánica, por su dedicación e interés en el proyecto.

A los señores: Gonzalo y Henry, encargados del taller de mecánica, por su colaboración para la construcción del proyecto de grado.

CONTENIDO

| | Pág. |
|--|-----------|
| INTRODUCCIÓN..... | 22 |
| 1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA..... | 24 |
| 1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA..... | 24 |
| 1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA..... | 25 |
| 1.3 OBJETIVOS..... | 26 |
| 1.3.1 Objetivos General..... | 26 |
| 1.3.2 Objetivos Específicos..... | 26 |
| 2. MARCO TEÓRICO..... | 28 |
| 2.1 VIBRACIONES MECÁNICAS..... | 28 |
| 2.2 DINÁMICA DE SISTEMAS MECÁNICOS..... | 28 |
| 2.2.1 Fenómeno vibratorio en sistemas mecánicos..... | 29 |
| 2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS..... | 31 |
| 2.3.1 Vibraciones periódicas..... | 32 |
| 2.3.2 Vibraciones no periódicas..... | 34 |
| 2.4 CARACTERÍSTICAS DE LA VIBRACIÓN..... | 34 |
| 2.5 PARÁMETROS DE LA VIBRACIÓN..... | 37 |
| 2.6 DOMINIOS PARA DESCRIPCIÓN DE LA VIBRACIÓN..... | 39 |
| 2.7 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS..... | 40 |
| 2.7.1 Transductores de medición de vibración..... | 42 |

| | | |
|-----------|---|-----------|
| 2.7.1.1 | Sensores de posición..... | 42 |
| 2.7.1.2 | Sensor de velocidad (Sísmico). | 44 |
| 2.7.1.3 | Sensor de aceleración (Acelerómetros)..... | 44 |
| 2.7.2 | Acondicionamiento de la señal. | 45 |
| 2.8 | CONSECUENCIAS DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS. | 46 |
| 2.8.1 | Desequilibrio másico..... | 47 |
| 2.8.2 | Desalineamiento. | 56 |
| 2.8.3 | Paso de dientes. | 57 |
| 2.9 | CRITERIOS DE SEVERIDAD DE VIBRACIÓN SEGÚN LA NORMA ISO 2372. | 59 |
| 3. | DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES QUE HACEN PARTE DEL BANCO DE PRUEBAS. | 61 |
| 3.1 | COMPONENTES MECÁNICOS DEL BANCO DE PRUEBAS..... | 61 |
| 3.2 | DESCRIPCIÓN DE LAS HERRAMIENTAS UTILIZADAS PARA EL PROCESAMIENTO DE LA SEÑAL. | 61 |
| 3.2.1 | Software para la configuración del hardware..... | 62 |
| 3.2.1.1 | LabVIEW | 62 |
| 3.2.1.2 | NI LabVIEW SignalExpress. | 62 |
| 3.2.1.3 | NI Sound and Vibration Assistant. | 63 |
| 3.2.2 | Hardware para la adquisición de datos..... | 64 |
| 3.2.3 | Hardware para la captación de variables físicas..... | 65 |
| 4. | DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS DEL BANCO DE PRUEBAS DE VIBRACIONES MECÁNICAS..... | 67 |
| 4.1 | DESCRIPCIÓN DE ALTERNATIVAS DEL SISTEMA MECÁNICO..... | 67 |

| | | |
|-----------|---|------------|
| 4.1.1 | Alternativa de desalineamiento paralelo..... | 67 |
| 4.1.2 | Alternativa de desbalanceo..... | 70 |
| 4.1.3 | Alternativa de paso de dientes..... | 72 |
| 4.2 | DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA..... | 73 |
| 4.2.1 | Descripción del diseño escogido para generar y aislar cada una de las fallas..... | 75 |
| 4.3 | DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS DEL BANCO DE PRUEBAS EXPERIMENTAL..... | 79 |
| 4.3.1 | Diseño del eje..... | 79 |
| 4.3.1.1 | Elementos soportados por el eje..... | 79 |
| 4.3.1.2 | Análisis estático..... | 85 |
| 4.3.1.3 | Análisis de fatiga..... | 92 |
| 4.3.2 | Selección de los elementos dependientes del diámetro del eje..... | 96 |
| 4.3.2.1 | Selección de rodamientos..... | 96 |
| 4.3.2.2 | Selección acople..... | 98 |
| 4.3.2.3 | Diseño de chumaceras..... | 99 |
| 4.3.2.4 | Plataformas de trabajo: Mesón..... | 99 |
| 4.3.2.5 | Motor..... | 99 |
| 4.3.3 | Simulación CAE..... | 100 |
| 4.3.3.1 | Análisis CAE del eje..... | 101 |
| 4.3.3.2 | Análisis CAE Chumacera-Soporte..... | 103 |
| 4.4 | ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS DEL BANCO DE PRUEBAS..... | 106 |
| 5. | DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ADQUISICION, SOFTWARE Y HARDWARD PARA EL PROCESAMIENTO DE LA SEÑAL DEL BANCO DE PRUEBAS..... | 109 |

| | | |
|-----------|---|------------|
| 5.1 | HARDWARE. | 109 |
| 5.1.1 | Adquisición de Datos Tarjeta NI 9234. | 110 |
| 5.1.2 | Chasis NI USB 9162. | 111 |
| 5.1.3 | Selección del transductor de vibración (acelerómetro). | 111 |
| 5.1.3.1 | Montaje del sensor. | 113 |
| 5.2 | IMPLEMENTACIÓN DEL SOFTWARE PARA EL MONITOREO Y ADQUISICIÓN DE LAS SEÑALES VIBRATORIAS. | 115 |
| 6. | CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE. | 127 |
| 6.1 | MAQUINAS UTILIZADAS. | 127 |
| 6.2 | SISTEMA SOPORTE. | 131 |
| 6.3 | SISTEMA DE DESALINEAMIENTO. | 134 |
| 6.4 | SISTEMA DE DESBALANCEO Y PASO DE DIENTES. | 137 |
| 6.5 | ENSAMBLE. | 141 |
| 6.6 | PRESUPUESTO. | 143 |
| 7. | PRUEBAS Y RESULTADOS. | 145 |
| 7.1 | METODOLOGIA. | 145 |
| 7.2 | DESARROLLO DE PRUEBAS. | 148 |
| 8. | CONCLUSIONES. | 162 |
| | RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES. | 164 |

BIBLIOGRAFÍA.....165

ANEXOS.....167

LISTA DE FIGURAS

| | Pág. |
|---|------|
| Figura 1. Elementos del fenómeno vibratorio. | 29 |
| Figura 2. Vibración periódica. | 32 |
| Figura 3. Vibración periódica no armónica..... | 33 |
| Figura 4. Diferentes tipos de amplitud de una forma de onda senoidal. | 35 |
| Figura 5. Fase de una onda..... | 36 |
| Figura 6. Parámetros de la vibración. | 38 |
| Figura 7. Esquema de procesamiento de transformación de la señal. | 40 |
| Figura 8. Sistema de Adquisición de datos. | 41 |
| Figura 9. Sensor de desplazamiento por contacto..... | 43 |
| Figura 10. Proximitor..... | 43 |
| Figura 11. Acelerómetro piezo-eléctrico. | 44 |
| Figura 12. Acelerómetro piezo-eléctrico. | 45 |
| Figura 13. Efecto que crea la fuerza de gravedad en un rotor desbalanceado..... | 49 |
| Figura 14. Espectro de un extractor de aire desbalanceado..... | 50 |
| Figura 15. Espectro después de haber balanceado el extractor de aire. | 52 |
| Figura 16. Calidad de balanceo (ISO. 1940)..... | 55 |
| Figura 17. Tipos de desalineamiento. | 56 |
| Figura 18. Espectro característico de desalineamiento. | 57 |
| Figura 19. Espectro característico de paso de alabes. | 58 |
| Figura 20. Logo de LabVIEW..... | 62 |
| Figura 21. Entorno LabVIEW SignalExpress. | 63 |
| Figura 22. Entorno a NI Sound and Vibration Assistant..... | 64 |
| Figura 23. Empresa Nationals instrument..... | 65 |
| Figura 24. Logo Brüel & Kjaer..... | 66 |
| Figura 25. Diseño de desalineamiento mediante torillo de potencia..... | 68 |
| Figura 26. Diseño de desalineamiento mediante plaquitas..... | 69 |
| Figura 27. Niveladores verticales..... | 70 |

| | |
|---|-----|
| Figura 28. Diseño de desbalanceo en dos planos. | 71 |
| Figura 29. Paso de dientes. | 72 |
| Figura 30. Alternativa ganadora. | 73 |
| Figura 31. Desalineamiento inducido. | 75 |
| Figura 32. Desalineamiento aislado. | 75 |
| Figura 33. Desbalanceo inducido. | 77 |
| Figura 34. Desbalanceo aislado. | 76 |
| Figura 35. Paso de dientes inducido. | 78 |
| Figura 36. Paso de dientes aislado. | 78 |
| Figura 37. Diagramas de resistencias plano x-y. | 89 |
| Figura 38. Diagrama de resistencias plano x-z. | 90 |
| Figura 39. Enmallado eje. | 101 |
| Figura 40. Esfuerzo equivalente eje. | 102 |
| Figura 41. Deformación total eje. | 102 |
| Figura 42. Factor de seguridad eje. | 103 |
| Figura 43. Enmallado Chumacera-Soporte. | 104 |
| Figura 44. Esfuerzo equivalente chumacera-soporte. | 105 |
| Figura 45. Deformación total chumacera- soporte. | 105 |
| Figura 46. Factor de seguridad conjunto soporte-chumacera. | 106 |
| Figura 47. Bloque conector NI USB-9162. | 111 |
| Figura 48. Acelerómetro BUEL & KJAER 4513. | 113 |
| Figura 49. Tipos de montaje y sus efectos sobre la frecuencia. | 114 |
| Figura 50. Montaje sensor. | 114 |
| Figura 51. Panel frontal. | 116 |
| Figura 52. Bloque DAD Assistant. | 117 |
| Figura 53. Convert from Dynamic Data. | 117 |
| Figura 54. Vibration Level. | 117 |
| Figura 55. Power Spectrum. | 118 |
| Figura 56. Waveform Graph. | 118 |
| Figura 57. While Loop. | 119 |

| | |
|---|-----|
| Figura 58. Write To Measurement. | 119 |
| Figura 59. Ventana de configuración del DAQ Assistant. | 120 |
| Figura 60. Ventana de configuración Vibration levels para obtener la velocidad. | 121 |
| Figura 61. Ventana de configuración Vibration levels para obtener el desplazamiento..... | 122 |
| Figura 62. Ventana de configuración power spectrum..... | 123 |
| Figura 63. Configuración del bloque Write To Measurement..... | 124 |
| Figura 64. Diagrama de bloques..... | 125 |
| Figura 65. Taladro de árbol..... | 128 |
| Figura 66. Prensa hidráulica. | 128 |
| Figura 67. Torno. | 129 |
| Figura 68. Sierra mecánica..... | 129 |
| Figura 69. Equipo soldador..... | 130 |
| Figura 70. Compresor de aire. | 131 |
| Figura 71. Mesón del banco de pruebas..... | 132 |
| Figura 72. Lámina metálica..... | 133 |
| Figura 73. Soporte madera. | 133 |
| Figura 74. Almohadilla de goma. | 134 |
| Figura 75. Sistema de desalineamiento..... | 135 |
| Figura 76. Niveladores verticales..... | 136 |
| Figura 77. Placa base motor..... | 136 |
| Figura 78. Apoyo motor. | 137 |
| Figura 79. Sistema de desbalanceo y paso de dientes..... | 138 |
| Figura 80. Soporte. | 138 |
| Figura 81. Chumaceras. | 139 |
| Figura 82. Eje principal. | 140 |
| Figura 83. Volantes..... | 140 |
| Figura 84. Engranaje. | 141 |
| Figura 85. Ensamble del banco de pruebas vista superior. | 142 |

| | |
|--|-----|
| Figura 86. Ensamble del banco de pruebas vista isometrica..... | 142 |
| Figura 87. Puntos de medición. | 145 |
| Figura 88. Espectro en Desplazamiento plano 1 del banco en buen estado. | 149 |
| Figura 89. Espectro en velocidad plano1 del banco en buen estado..... | 149 |
| Figura 90. Espectro en Desplazamiento plano 2 del banco en buen estado. | 150 |
| Figura 91. Espectro en velocidad plano 2 del banco en buen estado..... | 150 |
| Figura 92. Espectro desequilibrio másico en desplazamiento plano 1..... | 151 |
| Figura 93. Espectro desequilibrio másico en velocidad plano 1. | 152 |
| Figura 94. Espectro desequilibrio másico en desplazamiento plano 2..... | 152 |
| Figura 95. Espectro desequilibrio másico en velocidad plano 2. | 153 |
| Figura 96. Espectro desalineamiento en desplazamiento..... | 154 |
| Figura 97. Espectro desalineamiento en velocidad..... | 155 |
| Figura 98. Espectro pasó de dientes en desplazamiento. | 156 |
| Figura 99. Espectro pasó de dientes en velocidad. | 157 |
| Figura 100. Espectro total inducido en desplazamiento plano 1..... | 158 |
| Figura 101. Espectro total inducido en velocidad plano 1..... | 159 |
| Figura 102. Espectro total inducido en desplazamiento plano 2..... | 159 |
| Figura 103. Espectro total inducido en velocidad plano 2..... | 160 |

LISTA DE TABLAS

| | Pág. |
|--|------|
| Tabla 1. Clasificación de la vibración de acuerdo al movimiento vibratorio. | 31 |
| Tabla 2. Grados de calidad de vibración..... | 54 |
| Tabla 3. Clasificación de equipos en ISO 2372. | 59 |
| Tabla 4. Severidad de la vibración en ISO 2372..... | 60 |
| Tabla 5. Fuerzas de los elementos soportados por el eje..... | 84 |
| Tabla 6. Diámetro eje estático. | 92 |
| Tabla 7. Diámetro eje por fatiga..... | 95 |
| Tabla 8. Especificaciones motor DC. | 100 |
| Tabla 9. Modos de vibración. | 107 |
| Tabla 10. Reporte generado por LabVIEW a Excel. | 126 |
| Tabla 11. Presupuesto..... | 143 |
| Tabla 12. Tipo de fallas y puntos de medición..... | 146 |
| Tabla 13. Tabla de datos. | 147 |
| Tabla 14. Tabla de datos desequilibrio másico. | 154 |
| Tabla 15. Tabla de datos desalineamiento. | 156 |
| Tabla 16. Tabla de datos paso de dientes. | 158 |
| Tabla 17. Tabla de datos total inducido. | 161 |

LISTA DE ANEXOS

| | Pág. |
|---|------|
| Anexo A. Planos. | 168 |
| Anexo B. Factores concentradores de esfuerzos geométrico Kt. | 178 |
| Anexo C. Factor de concentrador de esfuerzos geométrico Kts. | 178 |
| Anexo D. Factor de sensibilidad a la muesca para los aceros. | 179 |
| Anexo E. Rodamiento. | 180 |
| Anexo F. Acople. | 182 |
| Anexo G. Data sheet Acelerómetro. | 185 |
| Anexo H. Calibración sensor. | 187 |

RESUMEN

TITULO: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS DE VIBRACIONES MECÁNICAS QUE REPRODUZCA TRES FALLAS CARACTERISTICAS: DESALINEAMIENTO, DESBALANCEO Y PASO DE DIENTES.

AUTORES: John Fernando Nieto Vargas.

Andrés Mauricio Niño Avendaño.

PALABRAS CLAVES: Acelerómetro, adquisición, LabVIEW, Vibraciones mecánicas.

DESCRIPCIÓN:

El presente proyecto de grado tiene por objetivo diseñar y construir un banco de pruebas que proporcione a los futuros estudiantes de pregrado de la escuela de ingeniería mecánica, una plataforma que permita identificar tres tipos de fallas: Desbalanceo, desalineamiento y paso de dientes, mediante el diagnóstico de fallas de análisis espectral de vibraciones mecánicas.

Este proyecto nace por la necesidad de proporcionar a la maestría de ingeniería mecánica un banco de pruebas en óptimas condiciones para el desarrollo de un proyecto de investigación de la misma, al tiempo brindar al laboratorio de vibraciones mecánicas una herramienta pedagógica que permita al estudiante de pregrado de ingeniería afianzar los conocimientos adquiridos, y desarrollar las habilidades competentes para identificar los problemas de ingeniería que se presentan en la sociedad.

Para el desarrollo del proyecto de grado se diseñó y construyó un banco experimental de vibraciones mecánicas que reproduce tres fallas características: desalineamiento, desbalanceo y paso de dientes, fue necesario realizar un sistema de adquisición de datos que permite muestrear la señal en cuestión, se adquiere la señal proveniente de un acelerómetro 4513, para procesar la señal por medio una tarjeta de adquisición de datos Nationals Instruments 9234, y visualizarla en dominio de frecuencia en el programa LabVIEW por medio de una interfaz gráfica.

*Proyecto de grado.

**Facultad de ingenierías Físico-Mecánicas. Escuela de ingeniería Mecánica. Director Ing. Carlos Borrás Pinilla.

ABSTRACT

TITLE: DESIGN AND CONSTRUCTION OF A TEST BENCH OF MECHANICAL VIBRATIONS THAT REPRODUCES THREE FAULTS FEATURES: DESALINEAMIENTO, DESBALANCEO AND TOOTH PITCH.

AUTHORS: John Fernando Nieto Vargas.

Andrés Mauricio Niño Avendaño.

KEY WORDS: Accelerometer, Acquisition, LabVIEW, Mechanical vibration.

DESCRIPTION:

The present project of degree has for aim design and construct a test bench that provides the future students of undergraduates with the school of mechanical engineering, a platform that allows to identify three types of faults: unbalance, desalineamiento and tooth pitch, by means of the diagnosis of faults of spectral analysis of mechanical vibrations.

This project born for the need to provide to the mastery of mechanical engineering a test bench in ideal conditions for the development of a project of investigation of the same one, to the time to offer to the laboratory of mechanical vibrations a pedagogic tool that allows to the student of undergraduates of engineering to guarantee the acquired knowledge, and to develop the competent skills to identify the problems of engineering that they present in the company.

For the development of the project of degree there was designed and constructed an experimental bank of mechanical vibrations that reproduces three typical faults: misalignment, imbalance and tooth pitch, it was necessary to realize a system of acquisition of information that allows to sample the sign in question, the sign from an accelerometer acquires 4513, for processing the signal through a card National Instruments data acquisition 9234, and to visualize it in domain of frequency in the program LabVIEW by means of a graphical interface.

*Project of grade.

** Faculty of Physical-Mechanical Engineering. School of Mechanical Engineering. Director Ing. Carlos Borrás Pinilla.

INTRODUCCIÓN.

En la actualidad el alto impacto del desarrollo tecnológico ha abarcado en su totalidad los procesos de fabricación y desarrollo económico en todas las áreas de producción, así mismo los equipos y las tecnologías inmersas en este ciclo productivo exigen cada día más, mayor eficiencia de operación y una reducción importante en los eventuales problemas de funcionamiento de dichos equipos.

Una de las principales preocupaciones de los empresarios es la competitividad en el mercado y con ello la disminución de sus costos de operación en los procesos de producción, por tal razón es importante implementar un programa de mantenimiento cuya principal función es sostener la funcionalidad de los equipos y el buen estado de las máquinas a través del tiempo.

En muchas empresas actualmente se usa el método de análisis de vibraciones mecánicas, probada y aceptada como herramienta de monitoreo y diagnóstico de fallas, que se ha integrado al programa de mantenimiento predictivo de muchas empresas en el ámbito nacional e internacional.

La tecnología implementada al mantenimiento predictivo encaminada al análisis de vibraciones, permite una evaluación de las condiciones externas de la maquina evitando el desembalaje del equipo sin efectuar el comportamiento normal de la misma, por tal razón, la condición de operación de la maquina está ligada al parámetro vibratorio que induce, para implementar el análisis de vibraciones es necesario disponer de personal capacitado con competencias necesarias para evaluar las condiciones de funcionamiento de los equipos, y lograr así las máximas ventajas competitivas minimizando costos de mantenimiento y evitando tecnologías y equipos subutilizados entre otros.

El campo de desarrollo del análisis de las vibraciones mecánicas va en continuo crecimiento en diferentes áreas como: Industria automotriz, industria de

hidrocarburos, pruebas mecánicas, metrología, donde se requieran óptimas condiciones de operación de los sistemas o equipos mecánicos, por tal razón cada vez más se hace indispensable que el estudiante de ingeniería mecánica desarrolle el conocimiento tanto teórico como práctico para suplir las necesidades de la sociedad.

Para satisfacer las necesidades citadas anteriormente se debe contar con laboratorios que permitan adquirir los conocimientos necesarios como herramienta metodológica para evaluar los sistemas mecánicos bajo condición de operación, por lo tanto se hace necesario bancos de pruebas en óptimas condiciones.

Un banco de pruebas brinda comprobaciones rigurosas, permiten evidenciar y desarrollar en el estudiante capacidades competitivas necesarias en la industria, desarrolla conocimiento científico bajo situaciones controladas, mediante implementación de lenguajes computacionales y de nuevas tecnologías.

El presente trabajo de grado titulado: DISEÑO Y CONSTRUCCION DE UN BANCO DE PRUEBAS DE VIBRACIONES MECANICAS QUE REPRODUZCA TRE FALLAS CARACTERISTICAS:DESALINEAMIENTO, DESBALANCEO Y PASO DE DIENTES, tiene como objetivo, proporcionar a la maestría de ingeniería mecánica un banco de pruebas en óptimas condiciones para el desarrollo de un proyecto de investigación de la misma, al tiempo brindar al laboratorio de vibraciones mecánicas una plataforma que permita al estudiante de pregrado de ingeniería mecánica afianzar los conocimientos adquiridos en el área de vibraciones mecánicas.

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.

El análisis de Vibraciones mecánicas es una metodología probada y aceptada en las rutinas de mantenimiento predictivo de los equipos Industriales, además cuenta con un altísimo nivel de confiabilidad sí se usan equipos de medición funcionales en excelente estado de calibración, con los que se puede detectar fallas comunes como: desalineamiento, desbalanceo, paso de alabes o dientes, rotura mecánica, problemas eléctricos, fallos en rodamientos, entre otras fallas de fácil diagnóstico.

La universidad industrial de Santander en especial el laboratorio de vibraciones mecánicas, no cuenta con un banco de pruebas experimental para la detección y análisis de fallas que este en capacidad de reproducir de forma eficiente y clara señales características como desalineamiento, desbalanceo y paso de dientes, convirtiéndose en una carencia importante en el procesos de formación de los estudiantes de ingeniería mecánica, ya que los bancos con los que cuenta actualmente el laboratorio de Vibraciones Mecánicas son de mucha antigüedad y se tornan obsoletos y poco confiables.

Además es de interés para la maestría de ingeniería mecánica realizar estudios de la señal de vibración de tres fallas características: desalineamiento, desbalanceo y paso de dientes por medio de un análisis inteligente, la idea del proyecto de grado es implementar una herramienta para el estudio de las vibraciones mecánicas de manera directa, se hace necesario contar con un banco de pruebas en excelente estado que permita dar solución a la necesidades planteada, para ello es necesario desarrollar una herramienta de enseñanza con tecnología asequible y de fácil manejo, que contribuya al fortalecimiento de la calidad académica de la institución.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA.

El estudio de vibraciones mecánicas es de importancia en la industria, en especial en el área de mantenimiento, como herramienta para el diagnóstico de equipos, ya que optimiza los recursos económicos.

Dado que la universidad industrial de Santander en especial la maestría de ingeniería mecánica que hace parte del programa de estudio de pregrado de la escuela de ingeniería mecánica, no cuenta con un banco de pruebas en óptimas condiciones que cumpla con altos estándares de monitoreo de la señal de vibración de tres fallas características: desalineamiento, desbalanceo y paso de dientes, para el posterior desarrollo de un proyecto de investigaciones en dicha modalidad, se construirá un banco de pruebas que cuente con tecnología accesible y de fácil manejo, que ratifique el desarrollo continuo del proceso de enseñanza plasmado por la universidad en su misión.

La importancia del diseño y construcción del banco de pruebas de vibraciones mecánicas radica en la proyección del laboratorio de vibraciones en el estudio y enseñanza de la misma, que fortalezca al estudiante de ingeniería en la consolidación del conocimiento científico para el desarrollo profesional, por tal razón, es necesario afianzar los conceptos mediante herramientas pedagógicas, que permitan desarrollar las habilidades competentes para identificar los problemas de ingeniería que se presenten en la sociedad.

Además el proyecto de grado busca afianzar la línea de investigación tanto en el área de maestría como de pregrado relacionada al mantenimiento predictivo que comprende el análisis de vibraciones como herramienta primordial para el diagnóstico de fallas de equipos dinámicos.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 Objetivos General.

- Aplicar los conocimientos adquiridos desde la universidad industrial de Santander para el diseño y construcción de un banco de pruebas de vibraciones mecánicas que reproduzca tres fallas características: desalineamiento, desbalanceo, y paso de dientes, que permita la adquisición y muestreo de señales de la vibración.

1.3.2 Objetivos Específicos.

- Diseñar y construir un banco de pruebas que reproduzca tres fallas características: desalineamiento, desbalanceo y paso de dientes, como desarrollo pedagógico del laboratorio de vibraciones mecánicas, de acuerdo a las especificaciones de un proyecto de investigación desarrollado en el programa de maestría en ingeniería mecánica que comprende lo siguiente:
 - Diseñar y/o seleccionar los componentes que intervienen en la ejecución del banco de vibraciones como: motor, rodamientos, acople, eje, engranaje.
 - Construir el banco de pruebas de vibraciones mecánicas de acuerdo con los elementos de máquinas y materiales seleccionados.
 - Realizar la adquisición de las señales de vibración de tres fallas características: desalineamiento, desbalanceo y paso de dientes, para su posterior tratamiento de señal por medio de una tarjeta de adquisición de datos como National Instrument y/o arduino.

- Implementar un software para monitorear las señales en dominio de frecuencia en LabVIEW y/o Simulink de tres fallas características: desalineamiento, desbalanceo, paso de dientes.

2. MARCO TEÓRICO.

2.1 VIBRACIONES MECÁNICAS.

Las vibraciones mecánicas es la respuesta de un sistema mecánico que puede ser inducida por fuerzas que cambian de dirección o intensidad ya sea del medio o inherentes al sistema, debido al movimiento de oscilación con respecto a su posición de equilibrio.

El movimiento vibratorio puede ser favorable o desfavorable en los equipos industriales, el criterio depende de la finalidad de cada uno de ellos, en generar el movimiento vibratorio de los equipos industriales relacionados a equipos mecánicos es desfavorable, producto de la generación de fallas en los elementos dinámicos que lo componen, estas fallas aumentan a medida que aumenta la magnitud del fenómeno vibratorio producto del aumento de intercambio de energía entre los cuerpos relacionados.

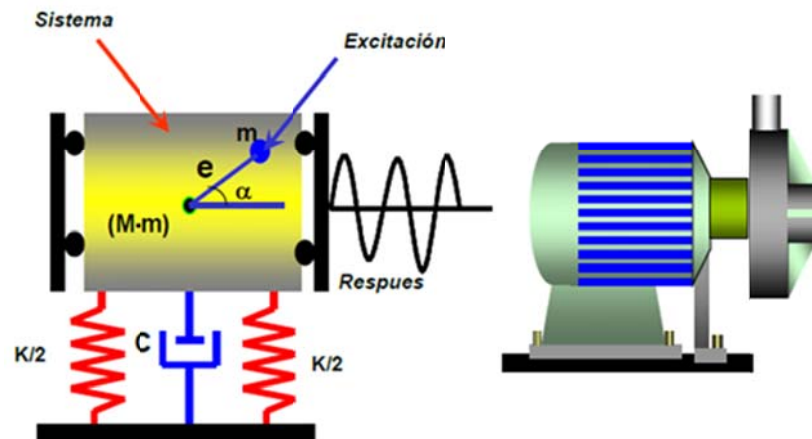
2.2 DINÁMICA DE SISTEMAS MECÁNICOS.

La mayoría de los sistemas mecánicos entre las que se encuentran las máquinas rotativas, presentan comportamientos complejos debido a factores que afectan la respuesta vibratoria del sistema, sin importar que tipo de componentes constituyen el sistema sean propios o inherentes de él, como: cimentos y máquinas, alteran la funcionalidad del mismo, e involucra exclusivamente los elementos del fenómeno de vibración, donde cada uno de estas predice las características del comportamiento dinámico del sistema.

2.2.1 Fenómeno vibratorio en sistemas mecánicos.

Para que un sistema mecánico vibre se requieren dos factores importantes, el primero de ellos está relacionado con la fuerza de aplicación, el cual debe ser variable de lo contrario si la fuerza es constante el sistema se deflecta y no vibra, el segundo aspecto está relacionado con libertad de movimiento, es decir, que el sistema presente movilidad apreciable, ambos aspectos afectan directamente la intensidad de la vibración relacionados por el fenómeno vibratorio, constituido por tres elementos esenciales: el sistema, la excitación y la respuesta.

Figura 1. Elementos del fenómeno vibratorio.



Fuente: Vibraciones mecánicas, Alfonso García Castro.

A continuación se da a conocer en detalle cada uno de los elementos del fenómeno vibratorio.

Sistema.

Un sistema mecánico comprende un conjunto de elementos mecánicos relacionados e interconectados de alguna forma en particular, con el fin de cumplir o satisfacer una función específica.

El sistema da a conocer o brinda información relacionada con la inercia, rigidez, amortiguación y grado de libertad, que son de interés para el estudio del comportamiento vibratorio del sistema, al momento de modelar o establecer un estudio analítico para caracterizar y prever su respuesta mediante el establecimiento de ecuaciones que rigen el movimiento, aunque la mayoría de veces dar respuesta a estos se hace tedioso e impredecible debido a la complejidad del mismo, se tiende a modelarlo con situaciones hipotéticas que cumplan con la necesidad real.

Excitación¹.

Es la acción externa o inherente al movimiento del sistema que causa la vibración, representada en una fuerza variable o un movimiento que desplaza al sistema alternativamente en torno a su posición de equilibrio. Las causas de vibraciones en máquinas están relacionadas principalmente con elementos rotativos desequilibrados, movimiento relativo de piezas en contacto, desalineamiento de ejes acoplados, tolerancias de mecanización, desajuste de elementos mecánicos y en general por fallas técnicas de diseño, manufactura, montaje u operación.

La excitación a que puede estar sometido un sistema mecánico suele clasificarse en los siguientes grupos:

Según el tiempo en que actúa.

- Excitación en condiciones iniciales.
- Excitación permanente (periódica, no periódica, aleatoria).

Según el origen.

- Fuerza de inercia.
- Fuerzas del medio de trabajo.
- Fuerzas externas al sistema.

¹ GARCIA CASTRO, Alfonso. Análisis de vibraciones. Bucaramanga .Ediciones UIS. 1995. P12.

Respuesta.

Es el movimiento que adquiere el sistema producto de la excitación por fuerzas propias o inherentes de él, y de las fuerzas recuperadoras que caracterizan el sistema mecánico y tienden a llevar el cuerpo a la posición de equilibrio.

Aunque la respuesta depende de los dos factores anteriormente mencionados, cabe resaltar que el tipo de excitación predomina sobre las características del sistema y es determinante para el tipo de respuesta, en base a esto, según el instante en que actúa la excitación, la respuesta se clasifica en vibración libre y forzada.

Se denomina vibración libre cuando el sistema vibra sin una fuerza disipando energía, es decir la excitación actúa únicamente en el instante inicial del movimiento, y cuando la excitación actúa durante todo instante que se produce el movimiento se denomina vibración forzada.

2.3 CLASIFICACIÓN DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS.

Existen dos grandes clasificaciones de las vibraciones mecánicas, periódicas y no periódicas, cada una de ellas se caracterizan de acuerdo al movimiento característico que describe.

Tabla 1. Clasificación de la vibración de acuerdo al movimiento vibratorio.

| | | | |
|---------------------|-----------------------|---|-----------------------|
| VIBRACIONES. | Periódicas. | Armónicas. Ej. Función senoidal. | |
| | | No armónicas. Ej. Función Rectangular. | |
| | No periódicas. | Determinísticas. Ej. Impactos. | |
| | | Aleatorias. | Estacionarias. |
| | | No estacionarias. | |

Fuente: Vibraciones mecánicas: Alfonso García Castro.

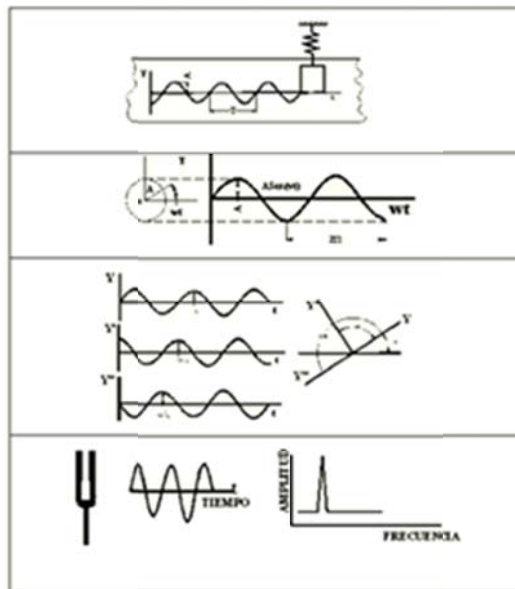
2.3.1 Vibraciones periódicas.

Las vibraciones periódicas se caracteriza por definir el comportamiento de la señal vibratoria en movimientos repetitivos a iguales intervalos de tiempo, el intervalo de tiempo es denominado periodo de la vibración, siendo este un parámetro importante al momento de realizar un análisis de la señal en cuestión para cuantificar e interpretar la información pertinente, las vibraciones periódicas poseen múltiples formas y consigo distinto grado de complejidad de acuerdo a la señal captada, esta puede poseer un comportamiento armónico como no armónico.

Vibración periódica Armónica.

La vibración armónica es la vibración más simple que se puede encontrar debido a que tiene una única frecuencia, es aquella vibración que repite todas sus características después de un intervalo de tiempo, por tanto, la representación en dominio de frecuencia es un espectro de una sola componente.

Figura 2. Vibración periódica.



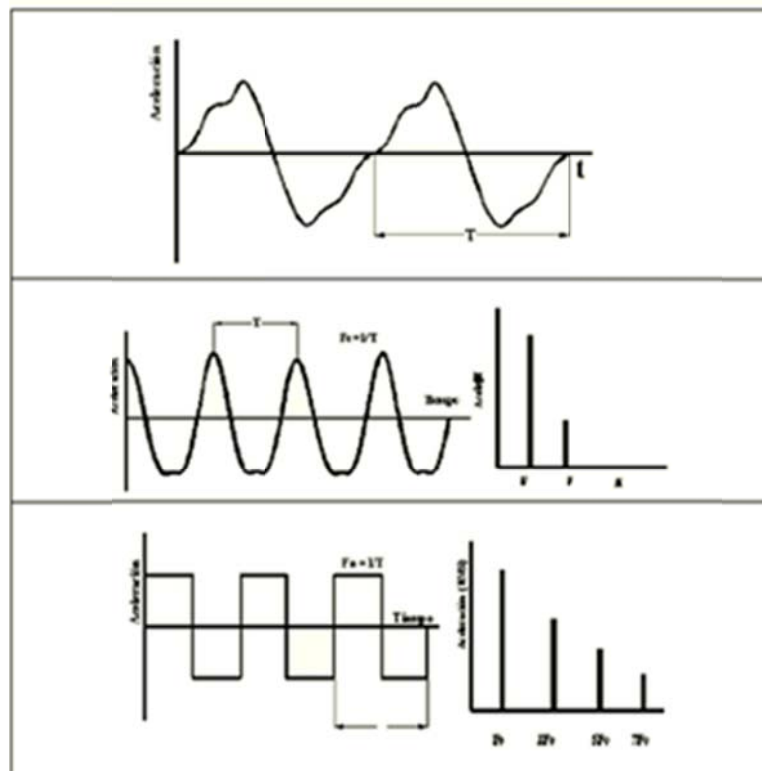
Fuente: Vibraciones mecánicas: Alfonso García Castro.

Vibración periódica no armónica.

La gran mayoría de las vibraciones existentes en los equipos mecánicos o elementos de máquinas involucrados no son de tipo armónico aunque se considera como periódica, estas vibraciones en las cuales su comportamiento no es regido por una función armónica pero siempre está definida por un periodo constante determinado, es denominada vibración periódica no armónica.

Para interpretar con mayor claridad la información pertinente a vibración no armónica se implementa la transformada rápida de Fourier, la cual se habla más adelante, consiste en describir cualquier vibración periódica en una serie de funciones armónicas, constituyendo la herramienta más importante en el análisis de vibraciones mecánicas.

Figura 3. Vibración periódica no armónica.



Fuente: Vibraciones mecánicas: Alfonso García Castro.

2.3.2 Vibraciones no periódicas.

Las vibraciones no periódicas se caracterizan principalmente por no definir el movimiento vibratorio de la señal de vibración en intervalos de tiempos iguales, ocasionando señales más complejas debido a la no periodicidad, implica realizar métodos alternativos para el análisis de la información de la señal en cuestión, estas vibraciones se clasifican en determinísticas y aleatorias.

Vibraciones Determinísticas.

Una vibración determinística es una vibración no periódica donde puede ser posible establecer una función dependiente del tiempo $y(t)$ que describa la señal, al no ser periódica el análisis de la señal se hace de forma más compleja debido a que impide utilizar la serie de Fourier para determinarla.

Vibraciones Aleatorias.

Las vibraciones aleatorias por su comportamiento, no es posible encontrar una función analítica que describa la señal, producto que el movimiento vibratorio nunca se repite ya que su comportamiento es regido por condiciones no determinadas, por lo tanto su análisis solo es posible mediante la implementación de métodos estadísticos.

2.4 CARACTERÍSTICAS DE LA VIBRACIÓN.

Para determinar las fallas anteriormente mencionadas entre otras, es importante determinar las características de la vibración para definir las magnitudes del comportamiento de la señal, para una vibración simple las características más importante son: **amplitud, frecuencia y fase.**

AMPLITUD.

La amplitud es una magnitud que indica la intensidad de la vibración con respecto a un eje de referencia, brinda una idea de la condición del equipo o la maquina en el estado analizado, esta magnitud es cuantificada bajo distintos criterios como:

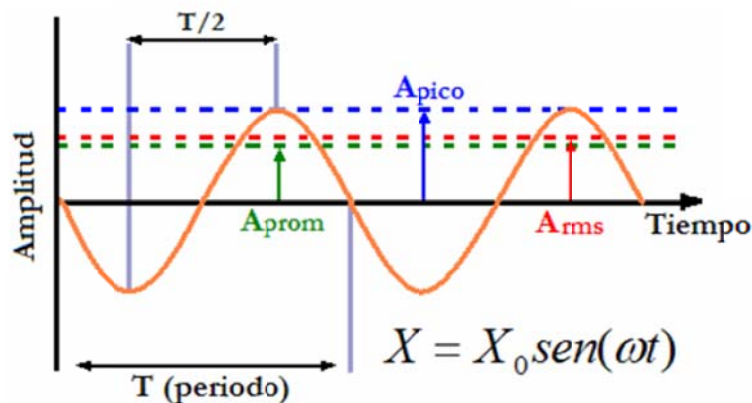
Amplitud pico: Representa la intensidad máxima momentánea que experimenta el elemento vibrante durante un intervalo de tiempo, medida desde su punto de equilibrio hasta la desviación máxima, sea negativo o positivo.

Amplitud pico-pico: Es la diferencia algebraica entre los valores extremos de una desviación entre el valor pico positivo y el valor pico negativo, varía durante cierto intervalo de tiempo.

Amplitud media: Indica un valor estático o estacionario de funcionamiento.

Amplitud RMS: Representa la intensidad de la energía de vibración durante un intervalo de tiempo, por lo tanto es el valor más significativo para medir amplitud de vibración.

Figura 4. Diferentes tipos de amplitud de una forma de onda senoidal.



Fuente: Tesis de grado. Diagnóstico de condiciones de operación de rodamientos en máquinas usando espectros de alto orden. P.13.

FRECUENCIA.

La frecuencia se define como el número de ciclos que ocurren en un periodo de tiempo generalmente en segundos, posteriormente se definió como Hertz en honor a quien desarrollo la teoría de frecuencia, por lo tanto se considera la medición estándar de frecuencia.

La norma ISO 2041 define la frecuencia como el recíproco del periodo fundamental, el cual es el tiempo de repetición de un fenómeno periódico, las fórmulas de frecuencia y tiempo quedan determinadas de la siguiente forma:

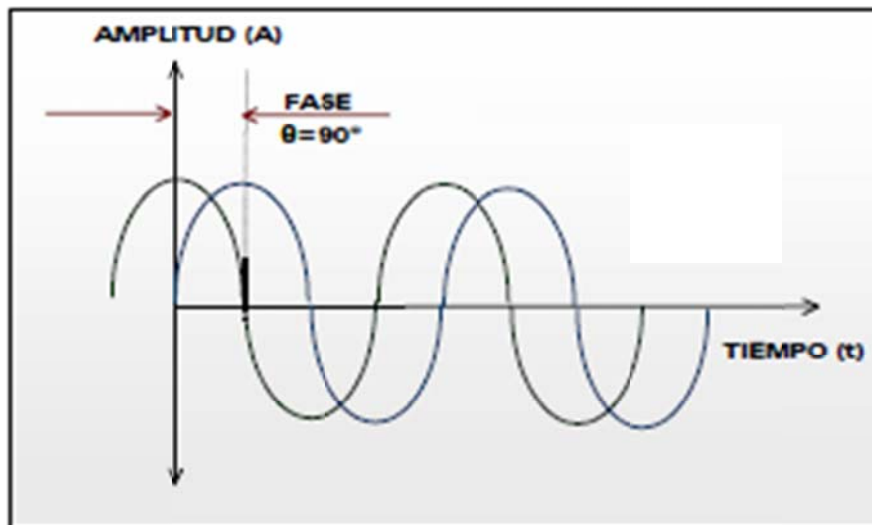
$$f = \frac{1}{T} \quad \text{Ecuación 2.1}$$

Dónde: f= frecuencia; T= Periodo.

FASE.

Se define como la posición temporal con respecto a otra señal de referencia. Se mide en ángulo, grados o radianes.

Figura 5. Fase de una onda.



Fuente: A- MAQ S.A. Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico.

2.5 PARÁMETROS DE LA VIBRACIÓN².

Para describir la amplitud de vibración de un sistema mecánico es importante determinar los parámetros relevantes para analizar los espectros correspondientes, encontrar la información es un paso importante en el momento de analizar los datos del sistema, cuyo resultado depende de la cantidad de información captada, por lo tanto es necesario decidir el parámetro que se llevará a cabo la medición para conocer la magnitud del mismo, estos parámetros son desplazamiento, velocidad y aceleración.

Según el movimiento más simple que describe un fenómeno vibratorio, expresado bajo funciones senoidales u cosenoidales simples, se determina el desplazamiento como se muestra a continuación:

$$D = A * \sin(\omega t + \phi) \quad \text{Ecuación 2.2}$$

La velocidad y la aceleración se determinan por diferenciación de la ecuación 2.2.

$$\text{Velocidad} = A\omega * \sin(\omega t + \frac{\pi}{2}) \quad \text{Ecuación 2.3}$$

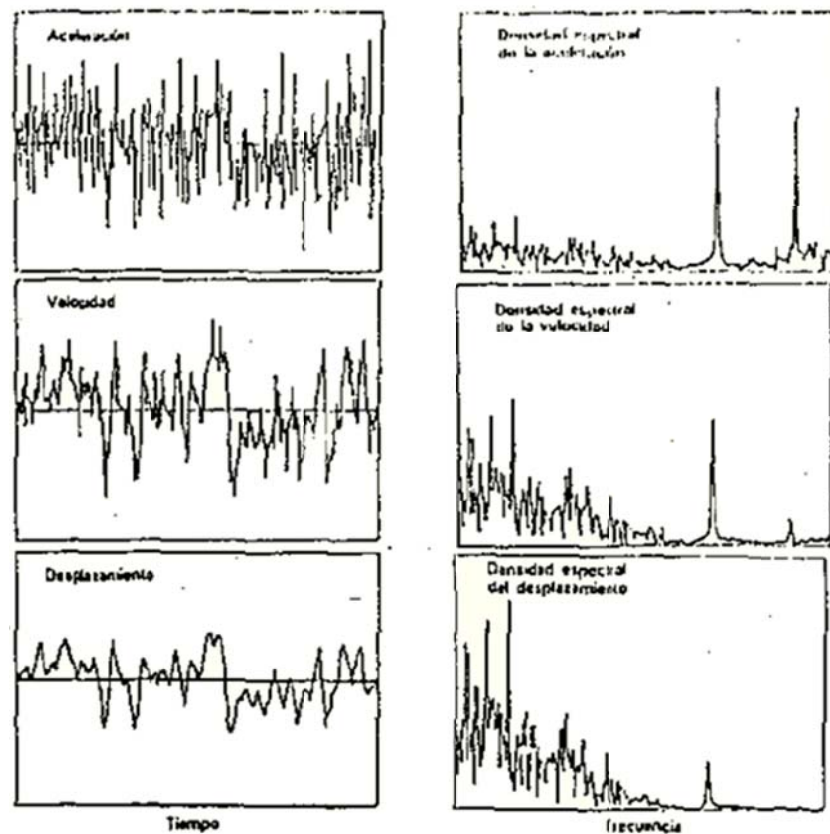
$$\text{Aceleración} = A\omega^2 * \sin(\omega t + \pi) \quad \text{Ecuación 2.4}$$

Dónde: A= amplitud: W= velocidad angular: T= tiempo.

Se puede observar tanto la velocidad como aceleración son funciones armónicas, a diferencia que se encuentran adelantadas un ángulo con respecto a la señal de desplazamiento, además las magnitudes de estos parámetros se relacionan entre sí por medio de la frecuencia de operación del sistema.

Según el rango de frecuencia que tiene lugar la vibración se determina el parámetro a seleccionar, si el interés es a bajas frecuencias el desplazamiento es la magnitud más aceptada, si el interés son altas frecuencias el parámetro más representativo es aceleración ya que presenta refuerzo de las altas frecuencias, si el interés son frecuencias intermedias el parámetro recomendado es la velocidad, la principal importancia de la escogencia de estos parámetros es maximizar o minimizar las fallas presentes en la medición, con el propósito de caracterizarlas y realizar el análisis pertinente a ellas, para determinar el pronóstico más idóneo para la misma.

Figura 6. Parámetros de la vibración.



Fuente: Vibraciones mecánicas: Alfonso García Castro.

2.6 DOMINIOS PARA DESCRIPCIÓN DE LA VIBRACIÓN.

Las señales vibratorias captadas directamente en la condición de servicio de la máquina representan el comportamiento presente en ella, y es representada principalmente de dos maneras, en dominio de tiempo y en dominio de frecuencia.

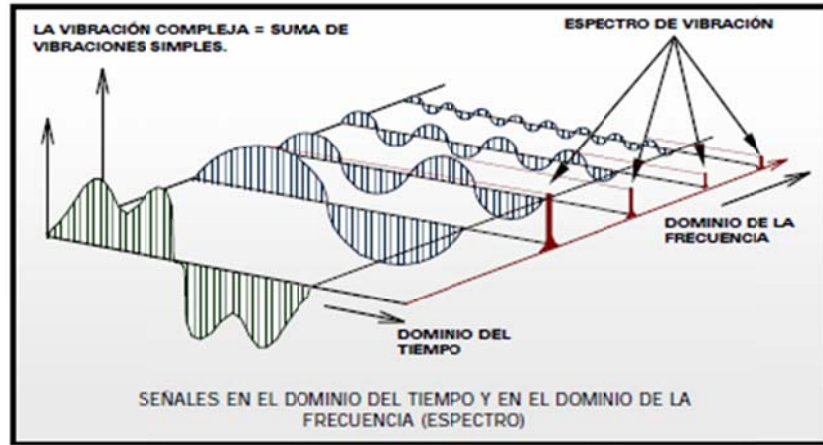
Análisis en el dominio del tiempo.

La representación en el dominio de tiempo es denominada oscilograma u onda de tiempo, relaciona toda la información de las máquinas alrededor del punto de medición que producen una señal de vibración, sin embargo se hace difícil e impide evaluar cada señal en particular debido a la complejidad existente en ella.

Análisis en el dominio de frecuencia.

La segunda manera de analizar las señales de vibraciones es en dominio de frecuencia cuya representación es denominada espectro, para realizar este análisis se emplea una herramienta elaborada por el matemático francés Jean Baptiste Fourier, quien encontró la forma de determinar la función en dominio de frecuencia de cualquier función periódica sin importar el grado de complejidad por medio de series de funciones armónicas senoidales o cosenoidales, cada una definida con amplitud, frecuencias y fase, en general busca descomponer la función global en sus componentes armónicas, mientras para funciones no periódicas se encuentran otras formas de analizar la vibración en dominio de frecuencia entre las más comunes están métodos numéricos, tratamientos estadísticos entre otras.

Figura 7. Esquema de procesamiento de transformación de la señal.



Fuente: Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico.

Hasta el día de hoy la descripción de la vibración se hace implementando tecnología de fácil manejo, software y algunos componentes electrónicos que permiten la adquisición y acondicionamiento de la señal, para lograr representar la función en dominio de frecuencia como de tiempo y plasmar en un oscilograma o espectro la medición y consigo evaluar las componentes de cada señal en particular que compone la vibración para posteriormente realizar su respectivo análisis.

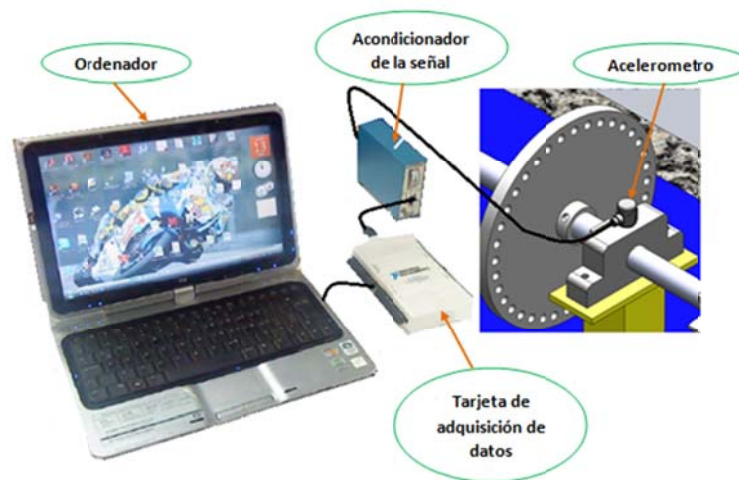
2.7 SISTEMA DE ADQUISICIÓN DE DATOS.

El ser humano percibe situaciones y condiciones del entorno limitadas como: sonidos, formas, temperatura, distancias, entre otras, a través de los diferentes sentidos producto que la medición no se hace de forma imparcial por ende de baja confiabilidad, por lo tanto es necesario una percepción cuantitativa disponible en la electrónica gracias a sus grandes avances en todos los campos de aplicación principalmente relacionados a ingeniería, donde el análisis de vibraciones mecánicas es uno de los campos de mayor aplicabilidad, mejorando la

calidad de medición y juega un papel importante en el diagnóstico de fallas desarrollando técnicas cada vez más exactas.

Los sistemas de medición y procesamiento de señales de vibración, están formados principalmente por los siguientes componentes: el primero de ellos es el elemento que mide la magnitud de interés (variable física) y la convierte en otra distinta, en nuestro caso está constituido principalmente por un sensor, quien recibe la señal acompañando con un acondicionador de señal, ya que la mayoría de los sensores generan señales que deben acondicionarse mediante funciones de filtrado, aislamiento eléctrico, amplificador, entre otros, para adquirir con precisión la señal en una tarjeta de adquisición de datos quien es el segundo elemento del sistema de adquisición de datos, es el que convierte la señal análoga a digital captada por el transductor para que sea procesada por los ordenadores, y el tercer elemento es el software que permite interpretar la señal captada de acuerdo a los requerimientos del usuario.

Figura 8. Sistema de Adquisición de datos.



Fuente. Los autores.

A continuación algunos conceptos a tener en cuenta para realizar las funciones anteriormente mencionadas para implementar de manera óptima el sistema de adquisición de datos.

2.7.1 Transductores de medición de vibración.

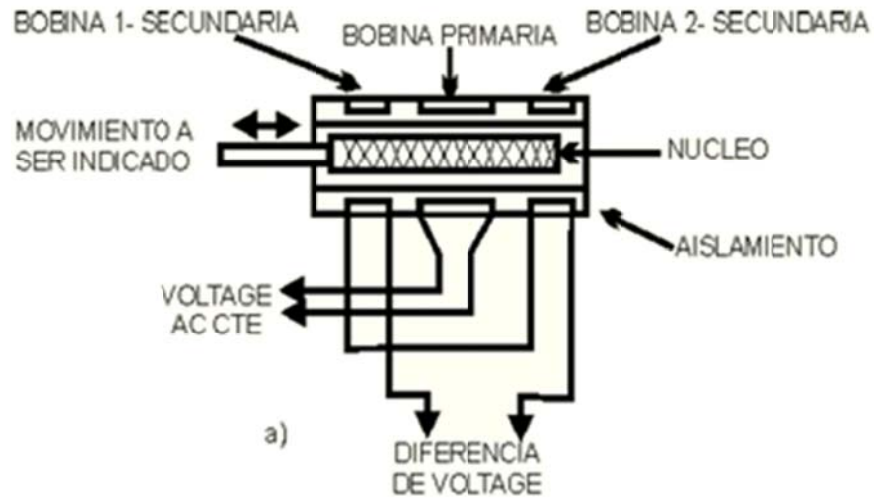
Los transductores comúnmente utilizados son sensores de vibración debido al aumento e importancia de realizar análisis de vibraciones en la industria como indicador relevante del mantenimiento realizado en las máquinas de una organización, los cuales funcionan bajo el principio de convertir la energía mecánica en energía eléctrica, lo que significa que producen una señal eléctrica la cual está en función de la vibración, por tal razón se encuentran disponibles un sin número de sensores que se ajustan a diferentes requerimientos, por lo tanto para simplificar su análisis todos los sensores cumplen algunos de los siguientes principios en los cuales se puede clasificar.

2.7.1.1 Sensores de posición.

Estos se clasifican en sensores por contacto y sin contacto, el primero necesitan estar en contacto con la superficie de interés para medir el desplazamiento existente ya que funciona mediante bobinas espaciadas simétricamente alrededor de un núcleo magnético unido a un eje, la punta del sensor recibe la señal e induce el movimiento del núcleo según la trayectoria del mismo, induciendo un flujo magnético entre las bobinas que lo constituyen obteniendo una diferencia de tensión medible proporcional al desplazamiento, el segundo también llamado proximitor mide la distancia entre superficie de interés y la punta del sensor sin estar en contacto con la estructura principal, requiere de una señal en la punta del sensor susceptible a cualquier variación de desplazamiento cambiando la amplitud de la señal eléctrica de retorno.

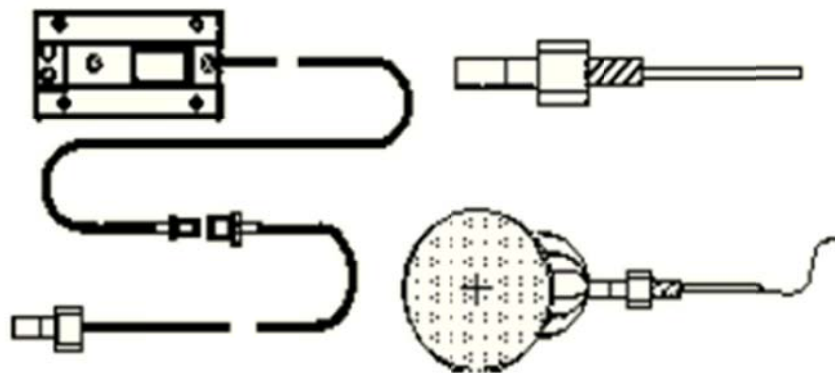
Para los transductores de posición el rango de frecuencia óptimo se encuentra entre 0 y 600 Hz para obtener la medida de desplazamiento existente con el objetivo que el dispositivo analizador pueda entender la lectura de los datos y arrojar una medición aceptable.

Figura 9. Sensor de desplazamiento por contacto.



Fuente: Vibraciones mecánicas, Alfonso García Castro.

Figura 10. Proximito.

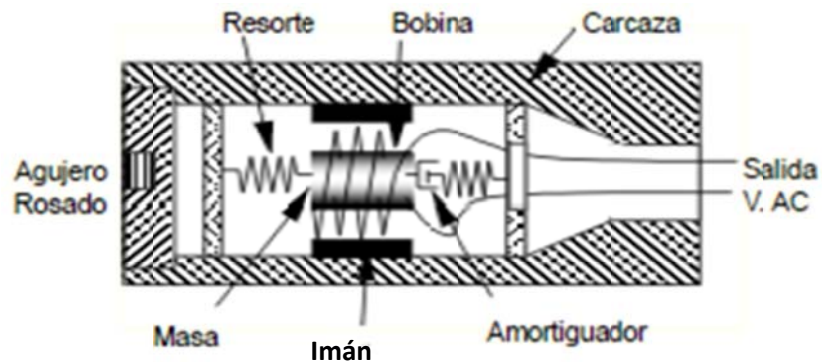


Fuente: Vibraciones mecánicas, Alfonso García Castro.

2.7.1.2 Sensor de velocidad (Sísmico).

Este tipo de sensor debe estar adherido a la superficie de interés, está constituido por una masa, soportada por resortes y amortiguada por un imán, el voltaje generado es proporcional a la velocidad debido al movimiento relativo presente entre la estructura del soporte del sensor y la masa, ya que esta se mantiene fija, el rango de frecuencia óptimo para la toma de datos de estos dispositivos se encuentra entre 10 y 1000 Hz.

Figura 11. Acelerómetro piezo-eléctrico.

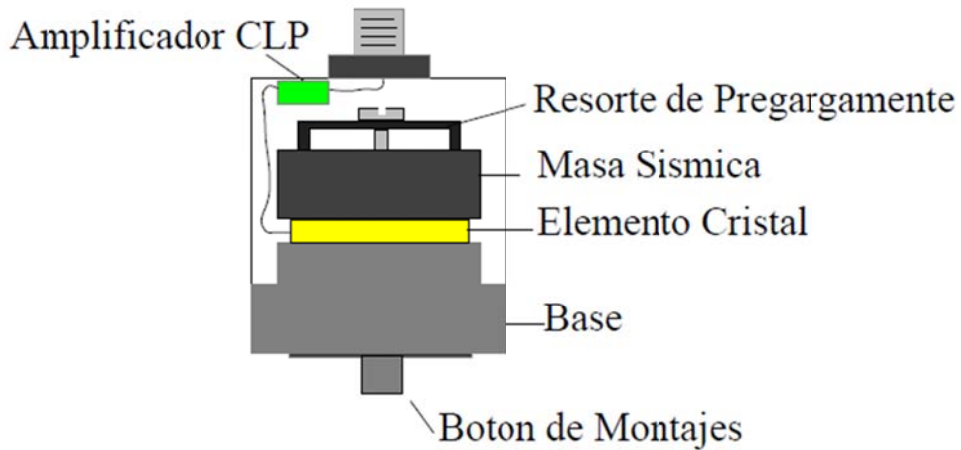


Fuente: Vibraciones mecánicas, Alfonso García Castro.

2.7.1.3 Sensor de aceleración (Acelerómetros).

Este tipo de sensores está constituido principalmente por una estructura que internamente contiene un material piezo-eléctrico que al ser comprimido genera un voltaje entre lados opuestos del material proporcional a la aceleración. Es considerado el sensor más idóneo para la medición de vibración debido que posee un rango de medición más amplio para analizar el comportamiento de la señal en cuestión, recomendado para manejar frecuencias hasta de 10000 Hz.

Figura 12. Acelerómetro piezo-eléctrico.



Fuente: Introducción al análisis de vibraciones, Glen White.

2.7.2 Acondicionamiento de la señal.

El acondicionamiento de la señal es fundamental para evaluar conjuntos de sistemas de adquisición de datos ya que los equipos electrónicos funcionan bajo condiciones de diseño predeterminadas, las señales a medir suelen ser peligrosas que depende del entorno a caracterizar, por lo tanto es apropiado manipular la señal de interés para ser utilizada en los dispositivos electrónicos, el proceso de acondicionamiento incluye circuitos de amplificación, atenuación de voltaje filtrado, aislamiento, entre otras, no implica la realización de cada uno de ellos solo depende de los requerimientos del sistema.

Amplificador: Cuando la señal de salida del dispositivo de medición maneja voltajes pequeños se hace necesario implementar un amplificador, como lo indica su nombre amplifica el valor de voltaje para ser utilizado de manera más eficiente y permitir potencializar la medición.

Filtrado: Es utilizado para manejar rangos de frecuencia, como su nombre lo indica filtra la señal cuando pasa a través de él, en la actualidad existen diferentes variedad de filtros y consigo clasificaciones, entre los que se encuentran filtros de

pasa baja, filtro de pasa alta, o la combinación de ambos denominado filtro de banda ancha.

Aislamiento: Cuando las señales eléctricas manejan voltajes altos se hace necesario aislar, para prevenir daños en los circuitos del sistema producto de picos de voltajes altos.

2.8 CONSECUENCIAS DE LAS VIBRACIONES MECÁNICAS.

Los equipos o maquinas industriales son diseñados para funcionar en rangos óptimos de operación, garantizando el correcto funcionamiento bajo diversas situaciones, debido al proceso realizado la maquina sufre alteraciones en el sistema producto de señales vibratorias inherentes o propias que alteran el comportamiento dinámico de la máquina, las vibraciones no indican la avería del sistema, de lo contrario, representa un síntoma de algún tipo de problema que al no ser identificada y corregida puede derivar consecuencias al funcionamiento global debido a fallas mecánicas . Entre las principales falla y/o fenómenos en la industria relacionada a vibraciones mecánicas se encuentran:

Fallas más comunes.

- Desequilibrio másico.
- Desalineamiento.
- Paso de dientes.

A continuación se hará una explicación de cada una de ellas, las cuales son objeto de estudio de este proyecto.

2.8.1 Desequilibrio másico.

El desequilibrio másico se define como una condición de la maquina en la cual el eje principal de inercia no coincide con el centro geométrico del mismo. La razón de esto es debido a la no uniformidad de masa alrededor del centro geométrico del cuerpo, generando con ello fuerzas adicionales sobre los rodamientos. El desequilibrio másico puede ser inducido de múltiples maneras como: no uniformidad en el material, proceso de maquinados, tolerancias en la manufactura, adhesión o abrasión de material debido a las condiciones de operación, entre otras, existen dos tipos de desequilibrio: desequilibrio estático y desequilibrio dinámico.

Desequilibrio estático: Existe esta condición cuando el eje principal de inercia está desplazado paralelamente al eje geométrico.

Desequilibrio dinámico: Existe cuando el eje longitudinal de inercia no interseca ni tampoco es paralelo al eje geométrico del rotor, en este tipo de desequilibrio se presenta dos casos particulares los cuales son: desequilibrio de par de fuerzas y desequilibrio cuasi estático.

Desequilibrio de par de fuerzas: Se presenta cuando el eje principal de inercia interseca al eje geométrico en el centro de gravedad del rotor.

Desequilibrio cuasi estático: Se presenta cuando el eje principal de inercia interseca al eje en un punto arbitrario que no contiene el centro de masa del rotor.

Sin importar el tipo de desequilibrio presente en la máquina, el comportamiento en el espectro es una señal característica al 1X, es decir, se detecta a una frecuencia igual a la frecuencia de operación con una determinada amplitud.

El efecto involucra la fuerza de gravedad y la fuerza centrífuga producida por un desequilibrio de masa en un rotor donde su magnitud es conocida de la siguiente manera:

$$F = m * r * w^2$$

Ecuación 2.5

F= fuerza centrífuga

M= masa de desequilibrio

R=radio del punto

W=velocidad del rotor en radianes por segundos.

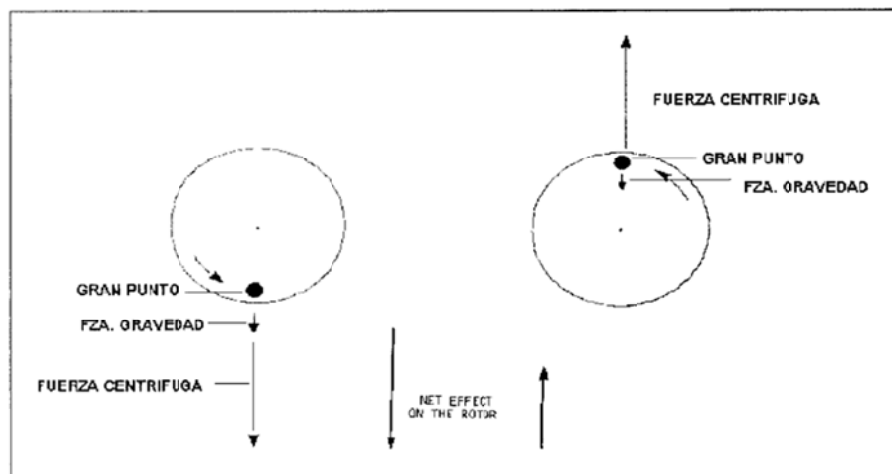
La fuerza centrífuga es la fuerza que ejerce la partícula desequilibrada producto de la inercia y de la velocidad producida por el eje motriz en dirección radial cuya magnitud es constante pero su componente no, debido a que actúa en la dirección radial la magnitud efectiva varia con el ángulo, es de interés para ingeniería evaluar la condición máxima de carga, por tal razón la coordenada de interés es la dirección vertical debido al efecto de la gravedad en cada revolución.

Un rotor desequilibrado en condiciones normales de operación genera fuerzas resultantes por la acción de fuerzas inherentes del sistema producto de las alteraciones sufridas durante su operación o por factores de manufactura como los mencionados anteriormente, las fuerzas relacionadas son la fuerza de gravedad y la fuerza centrífuga, la condición de desequilibrio se da por una carga variable en el sistema, esta carga es ejercida por la continua interacción entre las fuerzas mencionadas en cada revolución.

En el plano x-y actúan fuerza generada por la fuerza gravitacional y la fuerza centrífuga, la primera es siempre en la dirección vertical lo que no ocurre con la segunda, debido a la masa desequilibrada cuya magnitud efectiva depende del ángulo, a medida que varía el ángulo hay una variación en las coordenadas de la fuerza, al analizar cada dirección podemos observar el efecto combinado entre la fuerza de gravedad y la fuerza centrífuga, cuando el rotor se encuentra a 90° anti horario la fuerza es menor debido que la gravedad minimiza el efecto inducido por la fuerza centrífuga, caso opuesto se presenta a 270° en donde se presenta la

máxima magnitud debido a las dos fuerzas que intervienen no se contrarrestan e inducen una fuerza resultante mayor en comparación con los demás. Por tal razón la continua fluctuación de carga genera una frecuencia característica la cual coincide con la frecuencia de rotación del rotor, por lo tanto en la captación de señal en dominio de frecuencia se evidencia al 1X siendo esta la señal a analizar.

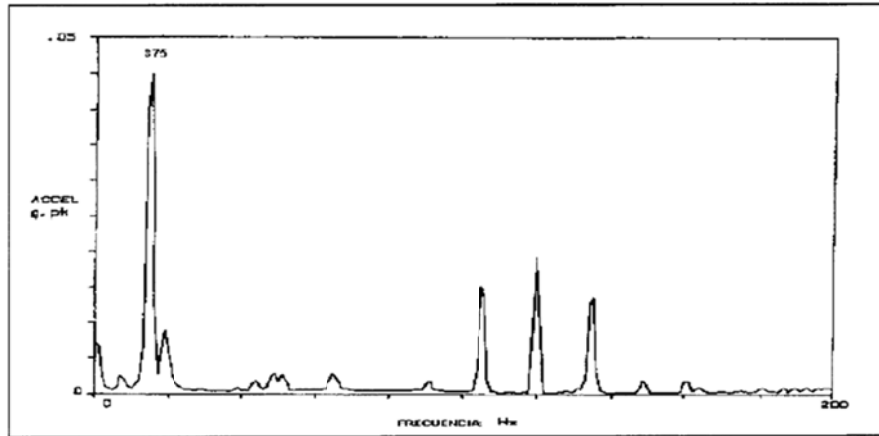
Figura 13. Efecto que crea la fuerza de gravedad en un rotor desbalanceado.



Fuente: ABARCA, Cristian. DISEÑO DE UN BANCO PARA SIMULAR FALLAS EN MECANISMOS.

Una vez identificada la falla es necesario en lo posible, corregir la distribución de masa hasta hacer que las vibraciones causadas permanezcan en un rango admisible mediante lo especificado por normas técnicas entre las cuales se encuentra ISO 2372, la cual es la base para evaluar la severidad vibratoria de las máquinas que operan con velocidades entre 600 y 12000 (rpm) de acuerdo al tipo de máquina.

Figura 14. Espectro de un extractor de aire desbalanceado.



Fuente: ABARCA, Cristian. DISEÑO DE UN BANCO PARA SIMULAR FALLAS EN MECANISMOS.

La corrección de masas se realiza mediante el proceso de balanceo, este se clasifica según: comportamiento elástico del rotor, principio aplicado para detectarlo y el medio en el que se efectúa el balanceo.

Según el comportamiento elástico del rotor:

- A. **Balanceo de rotores rígidos:** Un rotor es rígido si el eje de soporte de masa no sufre deformación en condiciones de operación.
- B. **Balanceo de rotores flexibles:** Un rotor es flexible cuando el eje de soporte de masa, sufre deformación apreciable en condiciones de operación.

Según el tipo de desequilibrio y el principio aplicado para detectarlo:

- A. **Balanceo Estático:** Se considera cuando el rotor solo experimenta atracción gravitacional durante el procedimiento.
- B. **Balanceo Dinámico:** Se considera cuando el rotor experimenta fuerza centrífuga producto de la puesta en marcha del eje motriz durante el procedimiento.

Según sitio y medio en que se efectúa el balanceo:

- A. Balanceo en un plano.
- B. Balanceo en dos planos.
- C. Balanceo en múltiples planos.

Se hará énfasis en balanceo en dos planos ya que es objeto de estudio de este proyecto.

BALANCEO DINÁMICO EN DOS PLANOS.

Todo rotor cuya masa no pueda ser considerada concentrada en un plano sino distribuida en una longitud axial $L > D/3$, requiere balanceo en dos (o más) planos. Cualquier distribución de masa desequilibrada en un rotor rígido es equivalente a dos desequilibrios parciales ubicados en igual número de planos elegidos arbitraria pero convenientemente para facilitar su corrección. Por tanto, todo rotor rígido puede ser balanceado en dos planos.

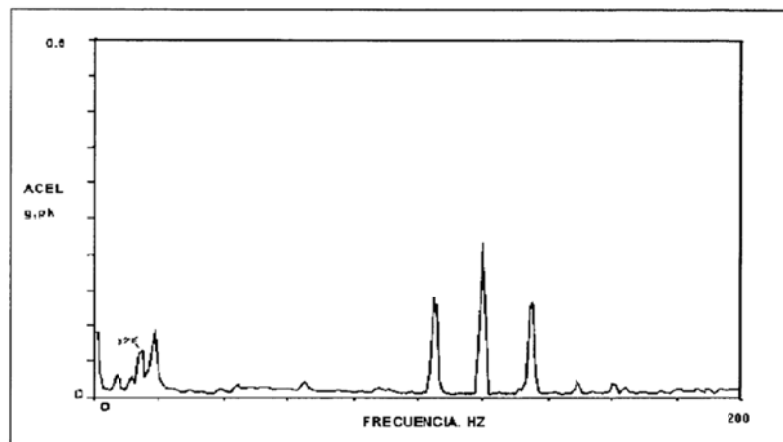
Antes de realizar el balanceo dinámico de un rotor rígido en dos planos, se debe identificar los planos de corrección y planos de medición, los planos de corrección son aquellos en los cuales se puede realizar la alteración de masas del sistema por algún método de fijación, mientras los planos de medición son aquellos planos en los cuales debe ser posible la captación de información de los parámetros representativos de la señal de vibración, generalmente son apoyos estáticamente definidos, y posteriormente se efectúa el siguiente procedimiento.

1. Medición del rotor en estado original, se realiza haciendo funcionar el rotor a la velocidad de operación y medir: amplitud, fase para formar los vectores de vibración en cada uno de los dos planos

3 GARCIA CASTRO, Alfonso. Análisis de vibraciones. Bucaramanga .Ediciones UIS. 1995. P12.

2. Colocar una masa de prueba en uno de los planos de corrección y medir los vectores de vibración en cada plano de medición caracterizados por amplitud y fase.
3. Retirar la masa de prueba del plano anterior y colocar esta o una nueva masa en el otro plano de corrección y medir amplitud y fase en cada plano de medición, y formar así el correspondiente vector de vibración.
4. Retirar la masa de prueba.
5. Efectuar los cálculos con los datos anteriormente medidos para determinar los vectores de corrección de masa y posición angulares en cada plano de corrección.
6. Efectúa la corrección colocando las masas en las respectivas posiciones angulares en los planos uno y dos.
7. Efectuar la verificación de la calidad de balanceo, mediante la medición de la vibración y la respectiva comparación con la norma ISO 1940.

Figura 15. Espectro después de haber balanceado el extractor de aire.



Fuente: ABARCA, Cristian. DISEÑO DE UN BANCO PARA SIMULAR FALLAS EN MECANISMOS.

CALIDAD DE BALANCEO.

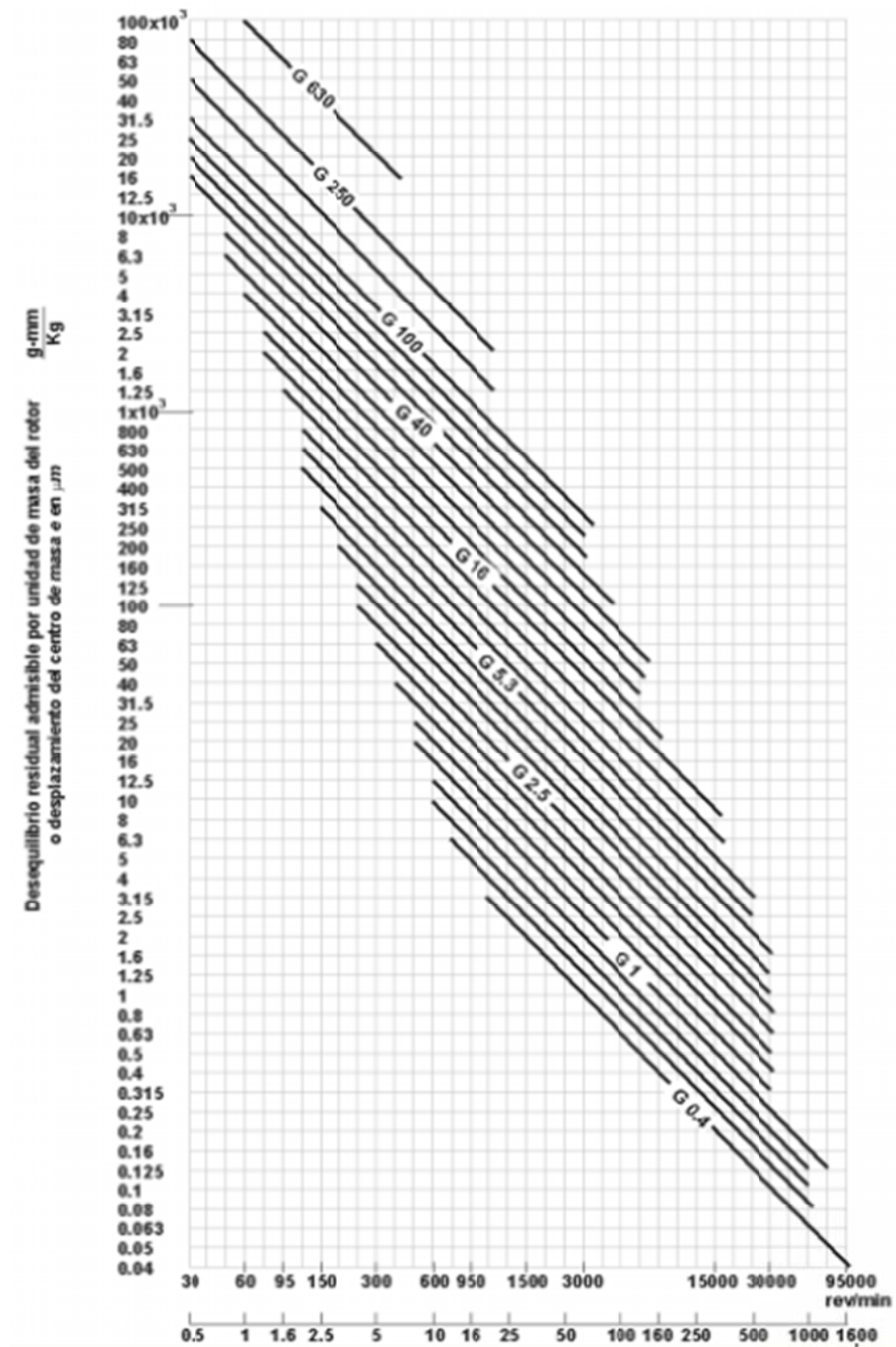
La fuerza desbalanceadora no es posible reducirlas a cero debido a los defectos anteriormente mencionados, inducidos por desgaste o defectos en materiales entre otros, y si lo fuera, desde el punto de vista económico es sumamente costoso ya que implica mayor precisión en el balanceo , de lo contrario sucede si se deja la máquina en operación diagnosticada con falla por desequilibrio másico acarrearía consecuencias catastróficas o alteraciones considerables en la función a realizar, por tal razón se crearon recomendaciones para determinar el estado óptimo de operación de una máquina y minimizar los efectos producidos por la vibración perjudiciales para el sistema en cuestión, para ello se crearon cartas de severidad de vibración para decidir cuál es el límite de vibración aceptable en la máquina, entre algunas de estas cartas se encuentran las elaboradas por entidades como la organización internacional de normas ISO y la sociedad alemana de ingenieros VDI.

Tabla 2. Grados de calidad de vibración.

| Calidad Balanceo Grados G | $e_{per} \omega$ mm/s | Tipos de Rotor Ejemplos Generales |
|------------------------------|--------------------------|---|
| G 4000 | 4 000 | Juego de ejes montados en motores marinos diesel lentos con diferente número de cilindros. |
| G 1600 | 1 600 | Juego de ejes rígidos montados a maquinaria de dos ciclos. |
| G 630 | 630 | Juegos de ejes rígidos montados en maquinaria de cuatro ciclos y rotores flexibles en motores diesel marinos. |
| G 250 | 250 | Rotores rígidos rápidos, motores diesel de cuatro cilindros. |
| G 100 | 100 | Rotores rápidos diesel con seis o más cilindros, gasolina o diesel para camiones y locomotoras. |
| G 40 | 40 | Ruedas y aros de automóviles compactos. |
| G 16 | 16 | Ejes de transmisión automotrices, partes de máquinas agrícolas y trituradoras. |
| G 6.3 | 6,3 | Ejes de transmisión de requisitos especiales, rotores de maquinaria de procesamiento, envasadoras centrífugas, abanicos, volantes, bombas centrífugas, armaduras estándar de motores eléctricos, máquinas en general. |
| G 2.5 | 2,5 | Turbinas, sopladores, generadores, armaduras de tamaño mediano y grande para requisitos especiales, bombas con unidad motriz de turbina. |
| G 1 | 1 | Rotores de motores de reacción y sobrecargados, unidades motrices de grabadoras y tocadiscos. |
| G 0.4 | 0,4 | Armaduras, ejes y molduras de máquinas esmeriladoras de precisión. |

Fuente: GARCÍA CASTRO, Alfonso. VIBRACIONES MECANICAS.

Figura 16. Calidad de balanceo (ISO. 1940).

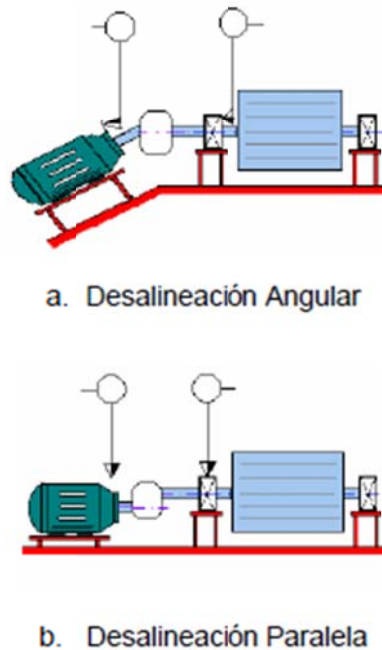


Fuente: GARCÍA CASTRO, Alfonso. VIBRACIONES MECANICAS.

2.8.2 Desalineamiento.

El desalineamiento se produce cuando el eje motriz y el conducido no tienen la misma línea de centro debido a múltiples factores como: dilatación térmica de los ejes por condiciones excesivas de operación y temperatura, ensamble impreciso en los componentes, desnivel en la cimentación, entre otros, el desalineamiento pueden ser angular o paralelo como se observa en la figura 19.

Figura 17. Tipos de desalineamiento.

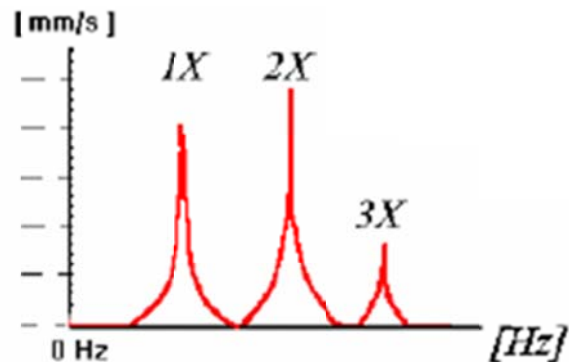


Fuente: ACOSTA, Douglas; MOLINA, Johannex. ADQUISICION DE VIBRACIONES MECANICAS DE UN MOTOR EN FUNCIONAMIENTO USANDO LABVIEW.

Para diagnosticar este tipo de falla se utiliza un analizador de vibración que determine la amplitud y frecuencia de la señal, comúnmente el desalineamiento en

forma general, se identifica en el espectro a un alto nivel de vibración en dos veces la frecuencia de operación (2X) y niveles inferiores de vibración al 1X y 3X como se muestra en la figura 20.

Figura 18. Espectro característico de desalineamiento.



Fuente: ACOSTA, Douglas; MOLINA, Johannex. ADQUISICION DE VIBRACIONES MECANICAS DE UN MOTOR EN FUNCIONAMIENTO USANDO LABVIEW.

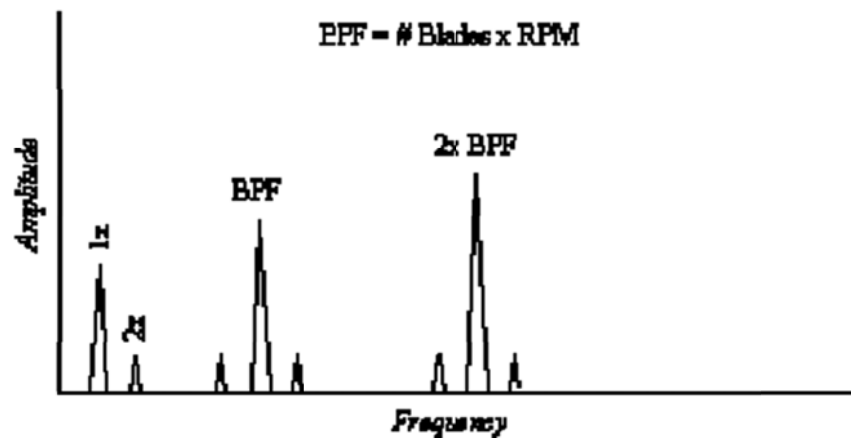
2.8.3 Paso de dientes.

Los engranajes son elementos de máquinas utilizados para transmitir el movimiento a otros componentes con el propósito de realizar un trabajo en particular usando combinaciones de estos de acuerdo a las necesidades requeridas, gracias a la función que desempeñan son usados en gran cantidad de máquinas, estos tienen señales vibratorias características únicas que identifican su comportamiento, por lo tanto el análisis de vibraciones es una herramienta valiosa para diagnosticar problemas en la máquina.

La frecuencia asociada a engranajes es denominada frecuencia de paso de dientes que es igual al producto del número de dientes por la velocidad del eje, la cual representa la frecuencia creada por los dientes al pasar por un posición de

referencia, Un engranaje en óptimas condiciones genera una señal normal en una frecuencia de paso de dientes con baja amplitud con una serie de bandas equidistantes simétricas espaciadas en ambos lados de la señal principal a la velocidad de rotación del eje, cualquier desviación en la simetría indica un problema en el engranaje, que se deberá diagnosticar, evaluar y corregir.

Figura 19. Espectro característico de paso de alabes.



Fuente: http://pad.rbb.usm.cl/doc/13264297/99993_VIBRACIONES_MECANICAS/Clase_6.pdf

En la detección de fallas en engranajes se puede evidenciar varias situaciones entre las cuales se encuentran: dientes rotos, desalineamiento, holgura, estos son aspectos importantes en el funcionamiento del engranaje, permitiendo alargar la vida útil del elemento de máquina.

2.9 CRITERIOS DE SEVERIDAD DE VIBRACIÓN SEGÚN LA NORMA ISO 2372.

Los valores de vibraciones mecánicas tomadas de las maquinas solo tienen significado si son comparadas y evaluadas con valores límites de referencia, por tal razón, se crea el concepto de severidad de vibración.

La severidad de vibración está basada por dos parámetros: velocidad de vibración y tipo de máquina. La velocidad de rotación está determinada por el funcionamiento de la maquina en valor r.m.s, y el tipo de maquina por la clasificación de equipos de acuerdo a su aplicación, técnica de montaje y condiciones de operación.

Tabla 3. Clasificación de equipos en ISO 2372.

| Clase | Descripción |
|-----------|---|
| Clase I | Equipos pequeños hasta 15 kW. |
| Clase II | Equipos medios, de 15 a 75 kW o hasta 300 kW con cimentación especial. |
| Clase III | Equipos grandes, por encima de 75 kW con cimentación rígida o de 300 kW con cimentación especial. |
| Clase IV | Turbomaquinaria (equipos con RPM > velocidad crítica). |

Fuente: <http://www.sinais.es/normativa/iso2372.html>

Una vez que ha sido definida la clasificación de la máquinas y la velocidad, el grado de severidad pueden ser evaluado y categorizado por la NORMA ISO 2372 mediante la tabla 4.

Tabla 4. Severidad de la vibración en ISO 2372.

| Velocidad (mm/s, rms) | Tipos de máquinas | | | |
|--------------------------|-------------------|----------|-----------|----------|
| | Clase I | Clase II | Clase III | Clase IV |
| 0,18 a 0,28 | A | | | |
| 0,28 a 0,45 | | | | |
| 0,45 a 0,71 | | | | |
| 0,71 a 1,12 | | | | |
| 1,12 a 1,8 | B | | | A |
| 1,8 a 2,8 | | | | |
| 2,8 a 4,5 | C | | B | A |
| 4,5 a 7,1 | | | | |
| 7,1 a 11,2 | D | | | C |
| 11,2 a 18 | | | | |
| 18 a 28 | | | | |

| | | | |
|----------|---------------|----------|----------------|
| A | Buena | C | Inatisfactoria |
| B | Satisfactoria | D | Inaceptable |

Fuente: <http://www.sinais.es/normativa/iso2372.html>

Para evaluar la severidad la NORMA ISO 2372 arroja una nomenclatura que representa la severidad de la falla del sistema analizado como: buena, satisfactoria, insatisfactoria o inaceptable.

Descripción de criterios:

Magnitud de la vibración (buena): El rango es Bueno, es decir que el peligro de falla es mínimo.

Magnitud de la vibración (Satisfactoria): La máquina se encuentra en los límites normales.

Magnitud de la vibración es (insatisfactoria): Indica que la vibración se encuentra cerca de los límites recomendados.

Magnitud de la vibración es (inaceptable): La posibilidad de falla es alta y debe someterse a revisión la máquina de inmediato.

3. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES QUE HACEN PARTE DEL BANCO DE PRUEBAS.

3.1 COMPONENTES MECÁNICOS DEL BANCO DE PRUEBAS.

El banco de prueba de vibraciones mecánicas cuenta con los elementos necesarios para cumplir con los propósitos planteados, los cuales son listados a continuación.

Bancada: La función es alojar la estructura principal de sistema.

Volantes de inercia: Producirá la falla de desequilibrio másico mediante la adición de masas desbalanceadoras.

Acople: Permitirá inducir la falla de desalineamiento entre el eje del motor con el eje principal.

Engranaje: Permitirá evidenciar la señal característica de paso de dientes.

Descansos: Permitirá medir las señales vibratorias inducidas en el sistema.

Motor: Fuente principal de potencia para la puesta en marcha del sistema mecánico.

3.2 DESCRIPCIÓN DE LAS HERRAMIENTAS UTILIZADAS PARA EL PROCESAMIENTO DE LA SEÑAL.

El banco de pruebas de vibraciones mecánicas está constituido bajo herramientas tecnológicas como lo son el hardware y software los cuales son los artífices de la adquisición de la señal y el tratamiento respectivo para el monitoreo de la misma, el hardware implementado está constituido por la tarjeta de adquisición de datos de la empresa National instrument, el sensor de vibración de la empresa Brüel & Kjaer y el software utilizado para el monitoreo de la señal es LabVIEW.

3.2.1 Software para la configuración del hardware.

3.2.1.1 LabVIEW.

Como se dijo anteriormente, el software implementado para realizar el muestreo de las señales y los parámetros de la vibración del proyecto de grado es LabVIEW, su escogencia radica en ser una herramienta sencilla de fácil manejo, al tiempo que permite monitorear el comportamiento del sistema mediante un lenguaje de programación gráfica, a través de bibliotecas integradas para análisis avanzado y visualización de datos.

Figura 20. Logo de LabVIEW.



Fuente: www.ni/LabVIEW.com

3.2.1.2 NI LabVIEW SignalExpress.

NI LabVIEW SignalExpress es un software de medidas interactivo para adquirir, analizar y presentar datos rápidamente desde cientos de dispositivos e instrumentos de adquisición de datos sin requerir de programación.

Con soporte incluido para cientos de instrumentos de adquisición de datos modulares y autónomos, usted puede rápidamente automatizar sus aplicaciones de registro de datos y control de instrumentos.

Figura 21. Entorno LabVIEW SignalExpress.

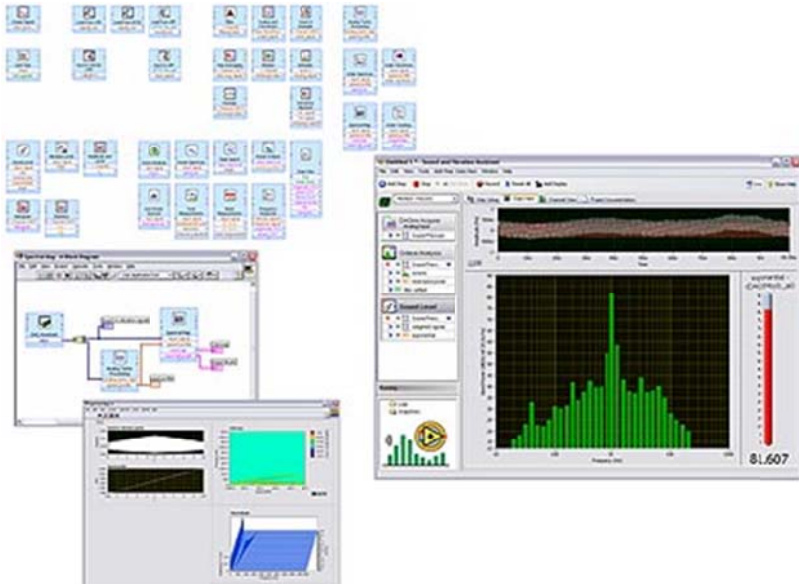


Fuente: http://sine.ni.com/images/products/us/040811_sigexpress_m.jpg.

3.2.1.3 NI Sound and Vibration Assistant.

NI Sound and Vibration Assistant es un software interactivo y autónomo para rápidamente adquirir, analizar y registrar datos acústicos, de ruido y vibración. Con una flexible biblioteca de medidas basada en configuración y capacidad de análisis abierto, el Sound and Vibration Assistant está diseñado para rápida captura de datos a través de un enfoque de medidas único basado en software para crear aplicaciones personalizadas.

Figura 22. Entorno a NI Sound and Vibration Assistant.



Fuente: http://sine.ni.com/images/products/us/domino_svms_1.jpg

3.2.2 Hardware para la adquisición de datos.

El hardware para realizar el óptimo tratamiento de la señal generada por el sensor será una tarjeta de Nationals Instruments, la cual presenta una respuesta rápida para una muestra de señales en tiempo real, además de poseer una mayor capacidad a la generada por los pic's y por arduino.

Nationals instrument es una empresa multinacional constituida en los años 1976 por James Truchard, Bill Nowlin y Jeff Kodosky en Austin, su sede principal se encuentra ubicada en Texas-Estados unidos, se caracteriza por elaborar productos de última tecnología, fácil manejo y alto rendimiento, su mercado tradicional se encuentra relacionado a la adquisición de datos, control de instrumentos y sistemas de comunicaciones.

Figura 23. Empresa National instrument.



Fuente:<http://media.glassdoor.com/m/db/93/c5/b4/national-instruments-headquarters-where-the-magic-happens-photo-thanks.jpg>.

3.2.3 Hardware para la captación de variables físicas.

El hardware comúnmente utilizado en los banco de pruebas de vibraciones mecánicas son los sensores, los cuales son dispositivos que convierten una propiedad física en una propiedad eléctrica medible, la versatilidad de los mismos, hacen de ellos dispositivos elementales para monitorear la señal de interés,

El sensor de aceleración a utilizar es elaborado por la empresa Brüel&Kjaer quienes son fabricantes líderes a nivel mundial que ofrece soluciones para aplicaciones en áreas como: aeroespacial, telecomunicaciones, espacio y especialmente en vibraciones aplicado al diagnóstico de máquinas con equipos y elementos para la medición y análisis de vibración, la descripción de la escogencia del sensor se mostrará en detalle en el capítulo 5.

Figura 24. Logo Brüel & Kjær.



Fuente: <http://www.bksv.es/images/effects/bklogo1.gif>

4. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES MECÁNICOS DEL BANCO DE PRUEBAS DE VIBRACIONES MECÁNICAS.

El presente capítulo da descripción del diseño y selección de los elementos mecánicos que forman parte del proyecto de grado para la obtención de las señales representativas de cada una de las fallas de interés relacionadas a vibraciones mecánicas: desalineamiento, desbalanceo y paso de dientes, este proyecto precede a la ejecución y da cumplimiento a las especificaciones del proyecto de investigación desarrollado en el programa de maestría de ingeniería mecánica, para ello el diseño detallado del módulo está basado en distintos aspectos como: tecnológicos, ergonómicos, manufactura y costos, para determinar la forma más idónea de realizar todas las pruebas descritas.

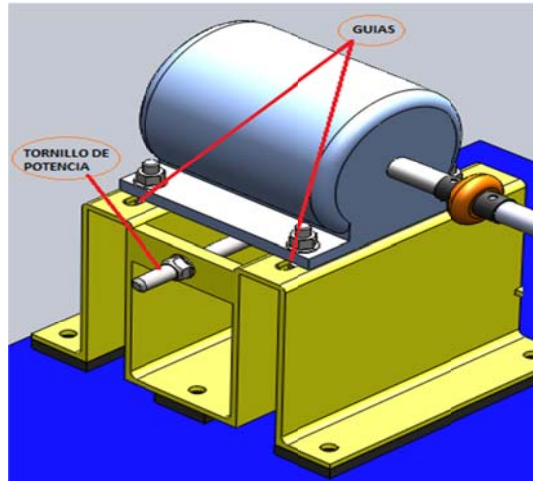
4.1 DESCRIPCIÓN DE ALTERNATIVAS DEL SISTEMA MECÁNICO.

4.1.1 Alternativa de desalineamiento paralelo.

Tornillo de potencia

La presente alternativa propone generar el desalineamiento paralelo mediante un tornillo de potencia, tiene como función principal generar una fuerza en la parte inferior del motor por medio del torque transmitido al tornillo, de esta manera permitir al motor deslizar sobre las guías de la base hasta generar el desalineamiento en la dirección horizontal.

Figura 25. Diseño de desalineamiento mediante torillo de potencia.



Fuente: Los autores.

Esta alternativa presenta varios inconvenientes, los cuales son:

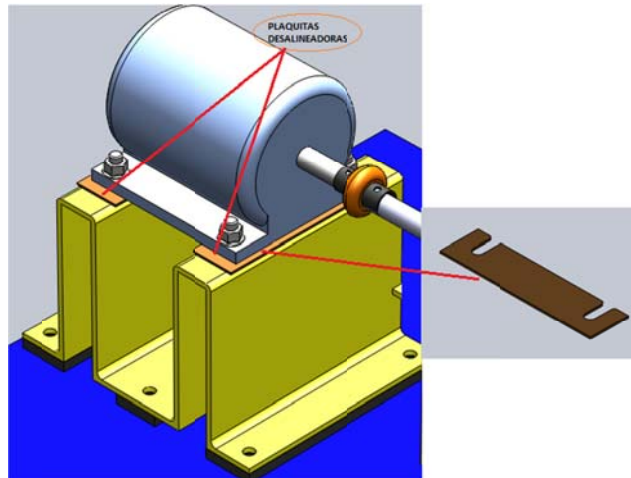
- Se debe ejercer un torque alto para realizar el desplazamiento del motor en la dirección horizontal dada que el motor posee un peso considerable.
- Se debe ajustar y desajustar todo el conjunto motor/soporte para inducir la falla, realizando procedimientos engorrosos y repetitivos innecesarios.
- El montaje sugerido es posible inducir soltura mecánica al momento de variar la severidad de la falla debido al procedimiento realizado, ya que implica desembalar el sistema para realizar la variación de la magnitud del desalineamiento.

Plaquitas desalineadoras.

La siguiente alternativa genera el desalineamiento paralelo utilizando plaquitas o (galgas) que se ubican entre la parte del motor y la base, aflojando los tornillos que mantienen fijo el motor, posteriormente se acoplan de manera que genera un desalineamiento entre los ejes. Las plaquitas tendrán espesores milimétricos tal como se quiera afectar la severidad de la falla.

Es de gran importancia resaltar que las masas de las plaquitas son muy bajas, lo que permite mantener constante el sistema.

Figura 26. Diseño de desalineamiento mediante plaquitas.



Fuente: Los autores.

Esta alternativa presenta varios inconvenientes, los cuales son:

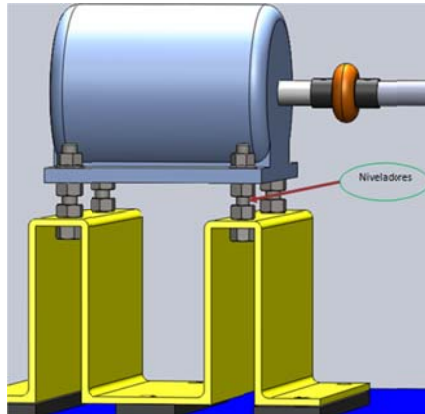
- Debido al montaje descrito, la falla a inducir solo se realizaría bajo un número limitado debido a la restricción dada por las placas ya sea por el número y el calibre de las mismas.
- Igual que la alternativa anterior, necesita desajustar todo el sistema de sujeción para realizar la ubicación de las placas y consigo variar el grado de severidad de la misma, ocasionando problemas futuros relacionados con soldadura mecánica.

Niveladores verticales.

La siguiente alternativa está basada pensando en las desventajas hasta ahora mencionadas, incluye un diseño de nivelación vertical, logra inducir y aislar la falla de desalineamiento de forma práctica, se compone principalmente de niveladores que se encuentran en la industria, serán ubicados entre la base principal y la base

del motor, la falla se induce por medio del par ejercido a los tornillos niveladores, produciéndose un desalineamiento paralelo de forma vertical.

Figura 27. Niveladores verticales.



Fuente: Los autores.

Esta alternativa presenta varias ventajas, los cuales son:

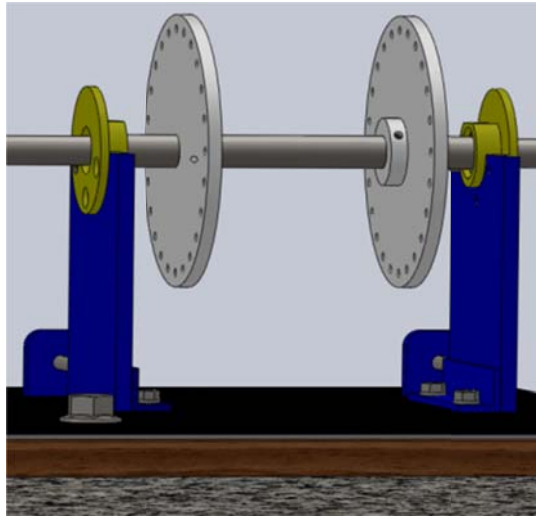
- Debido al montaje descrito, no necesita desajustar todo el sistema para inducir la falla.
- Los niveladores verticales al ser conseguidos fácilmente en el mercado brindan reposiciones de fácil acceso, al tiempo que dan rigidez al sistema y un ajuste compacto.
- Permite variar el grado de severidad de la falla sin estar sujeto a ninguna restricción.

4.1.2 Alternativa de desbalanceo.

La alternativa para inducir el desequilibrio masico se realiza según especificaciones del proyecto de investigación desarrollado en el programa de maestría de ingeniería mecánica, mediante la implementacion de dos volantes, en donde su seccion transversal dispondran de orifios en una configuración geometrica circular a un radio determinado alrededor del eje geometrico del disco

para generar el desbalanceo, se realiza un roscado a los orificios para incrustar las masas desbalanceadoras y evitar posibles riesgos relacionados a soltura, mejorando la seguridad del personal al momento de realizar a prueba.

Figura 28. Diseño de desbalanceo en dos planos.



Fuente: Los autores.

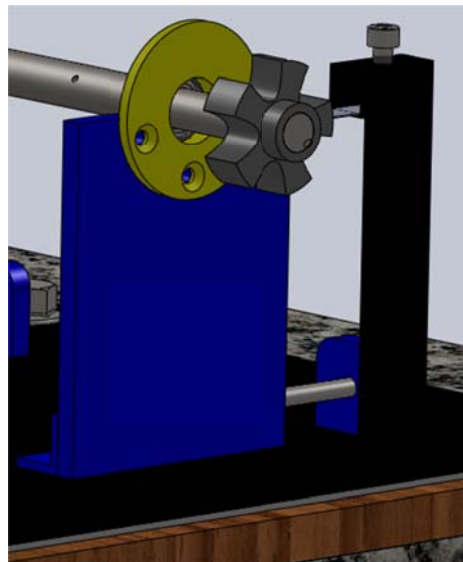
Los volantes son los elementos que permite inducir la falla de desequilibrio másico, por tal razón es de importancia determinar la configuración de los orificios en donde se instalará las masas calibradas en forma de tornillo.

El diseño geométrico del volante consta de una separación entre orificios de 15 grados, implica la construcción en su totalidad de 24 orificios en cada uno de los volantes bajo la misma circunferencia, los diámetros de cada orificio son M5, este diseño de los volantes mejora la instalación de cada una de las masas, facilita el proceso de manufactura y además es la principal configuración implementada en los bancos de pruebas producto de su sencillez.

4.1.3 Alternativa de paso de dientes.

Para el análisis de paso de dientes se implementará un engranaje de acuerdo al diseño de detalle del eje, al igual que los ventiladores y bombas existirá una componente llamada “frecuencia de paso de dientes” que es la RPM por el número de dientes del engranaje, para engranajes rectos la medición más representativa será la radial, para detectar el efecto de paso de dientes es necesario una restricción al movimiento, por tal razón, se implementarán láminas metálicas con la misma configuración geométrica sostenidas por un sistema de sujeción ubicada en la dirección radial respecto al engranaje colineal con el centro geométrico del mismo, el soporte se realizará mediante un perfil cuadrado para brindar rigidez y asegurar la restricción al movimiento de la placa en cualquier dirección que no sea de interés, evitando una posible soltura.

Figura 29. Paso de dientes.

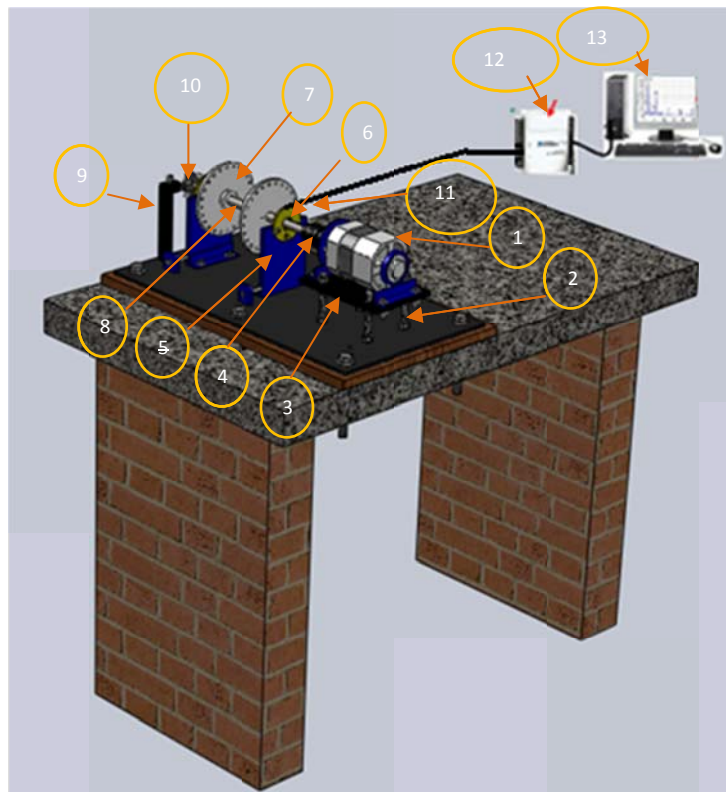


Fuente: Los autores.

4.2 DESCRIPCIÓN DE LA PROPUESTA SELECCIONADA.

La presente unidad describe el modelo global escogido después de haber evaluado cada una de las alternativas, a continuación se elabora el modelo a escala real en el programa solidworks, muestra la ubicación de los componentes involucrados para la elaboración del banco de pruebas y finalmente se describe la forma para generar y aislar cada una de las fallas de interés.

Figura 30. Alternativa ganadora.



Fuente. Los autores.

Sistema de desalineamiento.

1. Motor DC.
2. Tornillos niveladores.
3. Placa base motor.

4. Acople.

Sistema de desbalanceo

5. Apoyo.

6. Chumacera.

7. Volante.

8. Eje.

Sistema de paso de dientes.

9. Lámina restrictiva.

10. Engranaje.

Adquisición de datos.

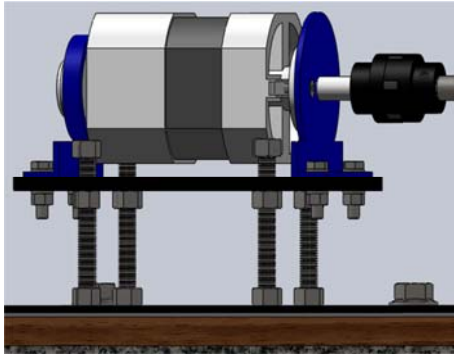
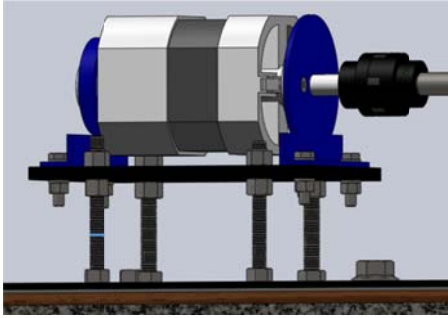
11. Acelerómetro.

12. Tarjeta de adquisición de datos.

13. Equipo de cómputo.

4.2.1 Descripción del diseño escogido para generar y aislar cada una de las fallas.

DESALINEAMIENTO.

| Falla generada | Falla aislada |
|--|--|
| <p data-bbox="306 478 860 835">La alternativa escogida que permite inducir la falla de desalineamiento se realiza por medio de niveladores verticales milimétricos para causar el mayor o menor desalineamiento, este sistema funciona de la siguiente manera:</p> <ol data-bbox="358 890 860 1136" style="list-style-type: none">1- Aflojar las tuercas superiores a un torque determinado.2- Ajustar las tuercas inferiores en la misma magnitud de torque de la tuerca superior. <p data-bbox="306 1188 834 1220">Figura 31. Desalineamiento inducido.</p>  <p data-bbox="306 1646 602 1677">Fuente: Los autores.</p> | <p data-bbox="873 478 1432 569">Para aislar la falla se realiza el siguiente procedimiento:</p> <ol data-bbox="925 615 1432 919" style="list-style-type: none">1- Aflojar las tuercas inferiores hasta que entre en contacto con la tuerca base.2- Ajustar la tuerca superior en la misma proporción de la tuerca inferior. <p data-bbox="873 968 1386 999">Figura 32. Desalineamiento aislado.</p>  <p data-bbox="873 1388 1170 1419">Fuente: Los autores.</p> |

DESBALANCEO.

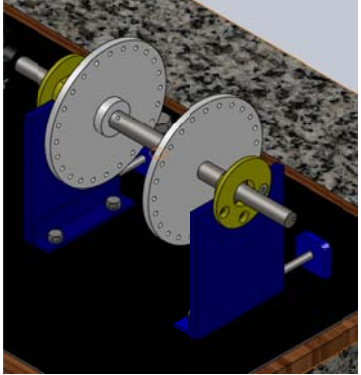
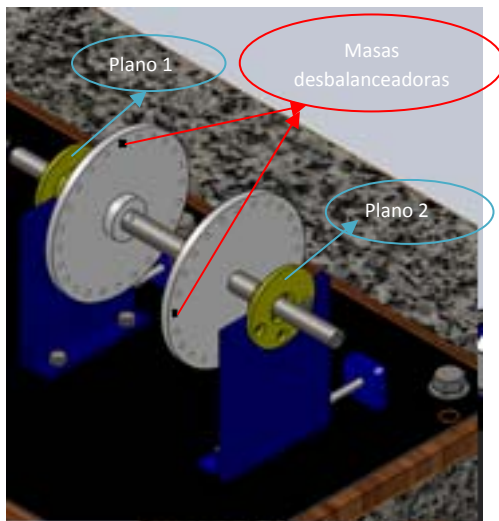
| Falla generada | Falla aislada |
|--|---|
| <p>Para generar el desbalanceo en dos planos se dispone de dos volantes separados a 20 cm, cada uno con orificios ubicados cada 15 grados, los cuales alojan la masa desbalanceadora en forma de tornillo opresor el procedimiento será el siguiente:</p> <ol style="list-style-type: none">1- Ubicar un(s) tornillo en cualquier orificio de cada plano o volante de tal forma que genere un desbalanceo. | <p>Para aislar la falla el procedimiento a implementar se lleva a cabo mediante dos métodos el primero consiste en:</p> <ol style="list-style-type: none">1- Retirar los tornillos que generan el desequilibrio másico, de esa forma queda aislada la falla. <p>Figura 34. Desbalanceo aislado.</p>  <p>Fuente: Los autores.</p> <p>El segundo método consiste en realizar el proceso de balanceo:</p> <ol style="list-style-type: none">a. Hacer funcionar el rotor a la velocidad de operación (o velocidad de balanceo) y medir los vectores de vibración en los dos planos de medición, con el rotor en su estado original. |

Figura 33. Desbalanceo inducido.



Fuente: Los autores.

b. Colocar una masa de prueba (Excitación) en un plano de corrección y medir los vectores de vibración en cada plano de medición.

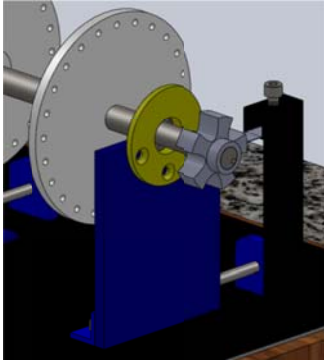
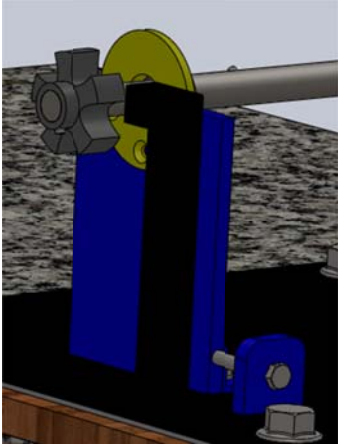
3. Retirar la masa de excitación del plano anterior y colocar esta o una nueva masa en el otro plano de corrección y medir los vectores de vibración en cada plano de medición.

4. Retirar la masa de prueba.

5. Procesar los datos obtenidos en las mediciones para calcular los vectores de corrección. En un programa de computador, entran los datos de las mediciones y se obtiene como resultado los valores de masa y posición angular del desequilibrio en cada plano de corrección.

6. Se efectúa la corrección de los dos desequilibrios colocando o retirando masa de acuerdo con los resultados obtenidos en el punto anterior.

PASO DE DIENTES.

| Falla generada | Falla aislada |
|--|---|
| <p>Para generar el efecto de paso de dientes se cuenta con un engranaje ubicado en el extremo del eje el cual se fija al sistema mediante un mango de fijación, para visualizar el efecto se necesita generar una restricción al movimiento del paso de diente debido que el engranaje por sí solo no lo genera, por lo tanto, se implementará un sistema de sujeción de láminas las cuales tendrán la misma forma pero diferente material, se ubicaran al mismo nivel del engranaje y a una profundidad determinada de los diente para inducir el efecto.</p> <p>Figura 35. Paso de dientes inducido.</p>  <p>Fuente: Los autores.</p> | <p>Para aislar la falla se debe retirar el mecanismo de sujeción de láminas y así el engranaje quedara libre de restricciones.</p> <p>Figura 36. Paso de dientes aislado.</p>  <p>Fuente: Los autores.</p> |

4.3 DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS DEL BANCO DE PRUEBAS EXPERIMENTAL.

Para el análisis del banco de pruebas es necesario conocer la magnitud de las fuerzas, momentos flectores, torques, y demás fuerzas externas aplicadas por los componentes que en él intervienen, a continuación se describe el proceso de diseño, cuenta con análisis estático y dinámico del eje, posteriormente se precede a la selección de los elementos dependientes del diámetro del eje motriz a partir de las cargas determinadas en el análisis estático como: rodamientos, engranaje, y acople, por último se verifica el factor de seguridad del eje mediante simulación a través del programa solidworks 2011, al tiempo que nos brinda información de deformaciones existentes en la estructura con las dimensiones geométricas y materiales finalmente establecidos.

4.3.1 Diseño del eje.

Para el análisis del eje es necesario determinar las cargas que en él intervienen, por tal razón se determinó la geometría de los elementos soportados como volantes de inercia, engranajes y acople para determinar la magnitud de las fuerzas y la ubicación espacial de las mismas, posteriormente se cuenta con la implementación de criterios de falla estática y dinámica que permita determinar el diámetro necesario para la construcción del eje.

4.3.1.1 Elementos soportados por el eje.

Volantes:

Se instala dos volantes de inercia de material acero HR (laminado en caliente) de diámetro externo 16 cm y espesor 8 mm, consta de agujeros roscados ubicados a 15 grados cada uno de 5mm de diámetro, a través de los cuales se induce falla de desequilibrio másico mediante masas localizadas a cierta distancia de su centro

geométrico, cada uno de los cuales aplicaran cargas radiales producto de su propio peso y la fuerza centrífuga, a continuación se analiza la influencia de cada uno de ellas, **Ver Anexo A.**

Nomenclatura:

d_v = Diámetro exterior del volante.

ρ_{ai} = Densidad de los volantes (acero HR).

n = Revoluciones por minuto del sistema.

e = Espesor del volante de inercia.

g = Gravedad estándar.

d_p = Diámetro del perno de desbalance.

m = Masa desbalanceadora.

m_v = Masa de volante.

v_v = Volumen del volante.

f_c = Fuerza ejercida por el peso del volante.

f_w = Fuerza ejercida por la masa desbalanceadora.

r_{crit} = Radio de desbalance.

r_v = Radio del volante.

w = Velocidad angular.

Datos de diseño.

La selección del material de los volantes, masa desbalanceadora, distancia desbalanceadora, se realizó en base a las cargas máximas que podrán intervenir en el eje al momento de la construcción, además la escogencia de los parámetros

anteriores tiene como propósito dimensionar las posibles cargas para satisfacer el buen funcionamiento bajo condiciones de operación.

$$d_v = 0,16 \text{ [m]}$$

$$\rho_{ai} = 7750 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

$$d_p = 0,005 \text{ [m]}$$

$$n = 3600 \text{ [rev/min]}$$

$$e = 0,008 \text{ [m]}$$

$$g = 9,81 \text{ [m/s}^2\text{]}$$

$$m = 0,01 \text{ [kg]}$$

Fuerza ejercida por el peso del volante.

$$f_w = m_v * g$$

Ecuación 4.1

$$m_v = \rho_{ai} * v_v$$

Ecuación 4.2

$$v_v = a_v * e$$

Ecuación 4.3

$$a_v = \rho_i * \frac{d_v^2}{4}$$

Ecuación 4.4

Fuerza ejercida por la masa desbalanceadora.

$$f_c = m * r_{crit} * \omega^2$$

Ecuación 4.5

$$r_{crit} = r_v - 2 * d_p$$

Ecuación 4.6

$$r_v = \frac{d_v}{2}$$

Ecuación 4.7

$$\omega = \frac{2 * \pi * n}{60}$$

Ecuación 4.8

Engranaje:

Se instala un engranaje a través del cual se realiza el análisis de falla de paso de dientes, el engranaje aplica una carga radial producto de su propio peso, además teniendo en cuenta que su funcionalidad no es transmitir potencia se optó por la adquisición del engranaje en el mercado, la escogencia del mismo se basó en los principales materiales encontrados en la industria entre los que se encuentran AISI SAE 1045, los cálculos se realizaron con base a un engranaje con diámetro primitivo de 2 pulgadas para simular condiciones de operación, **Ver Anexo A.**

Nomenclatura:

d_e =Diámetro primitivo máximo del engranaje.

ρ_e =Densidad del material del engranaje (acero 1045).

f_e =Carga aplicada por el engranaje.

v_e =Volumen del engranaje.

a_e =Área del engranaje.

e_g =Espesor del engranaje.

m_e = Masa del engranaje

a_e = Área del engranaje.

Datos de diseño.

$$d_e = 0,0628 [m]$$

$$\rho_e = 7870 [kg/m^3]$$

Fuerza ejercida por el peso del engranaje.

$$f_e = m_e * g \quad \text{Ecuación 4.9}$$

$$m_e = \rho_e * v_e \quad \text{Ecuación 4.10}$$

$$v_e = a_e * e \quad \text{Ecuación 4.11}$$

$$a_e = \pi * \frac{d_e^2}{4} \quad \text{Ecuación 4.12}$$

Acople:

Se instala un acople flexible a través del cual se transmite el movimiento entre el eje motriz y el eje conducido, al tiempo induce la falla de desalineamiento, para el diseño del eje es indispensable conocer la magnitud de la carga aplicada por el peso del mismo, ver **anexo A**.

Nomenclatura:

m_a = Máxima masa aplicada por el acople.

f_{acople} = Máxima carga aplicada por el acople.

Datos de diseño.

$$m_a = 0,250 [kg]$$

Fuerza ejercida por el peso del volante.

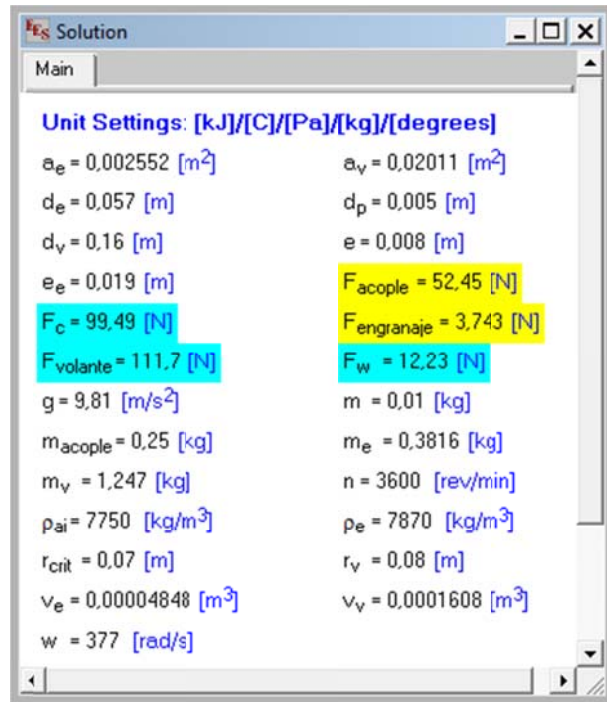
$$f_{acople} = m_a * g \quad \text{Ecuación 4.13}$$

Datos obtenidos.

En el proyecto de grado se mostraran algunas tablas sustraídas del programa EES (Engineering equation solver) utilizando la licencia gratuita vía web, siendo un programa que maximiza el tiempo de respuesta de un conjunto de ecuaciones, por

tal razón se calcularon los parámetros que intervienen en la definición del diseño mecánico del banco de pruebas.

Tabla 5. Fuerzas de los elementos soportados por el eje.



Fuente: Los autores.

Consideraciones.

Asumiendo que el desalineamiento se realiza en la bancada del motor mediante un sistema de fijación correspondiente a un acople y niveladores verticales, se ejerce una fuerza, y se puede considerar de dos formas, la primera consiste en realizar los cálculos pertinentes relacionados con el desalineamiento, la segunda opción consiste en incrementar el valor del factor de seguridad supuesto.

Para el diseño del banco de pruebas se escogió la segunda opción ya que se corrobora el factor de seguridad supuesto con el encontrado mediante el análisis CAE implementando el programa solidworks.

4.3.1.2 Análisis estático.

- Análisis plano x-y.

En el plano x-y intervienen las reacciones de los apoyos, la fuerza del engranaje, la fuerza del acople, la fuerza ejercida por el peso de cada uno de los volantes y por último la fuerza centrífuga de los mismos producto del desbalanceo.

Se asume por criterio, que la carga crítica es ejercida cuando la fuerza resultante máxima que ejerce cada uno de los volante en el plano x-y, es la suma de la fuerza ejercida por el peso y la fuerza centrífuga, que ocurren cuando la masa desbalanceadora se encuentra en la parte central inferior.

Nomenclatura:

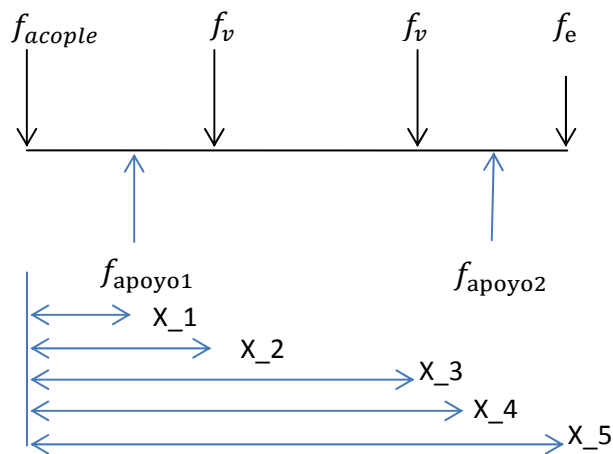
f_v =Fuerza máxima ejercida por cada volante en el plano x-y.

f_w = Fuerza que ejerce el peso del volante.

f_c = Fuerza centrífuga.

$$f_v = f_w + f_c$$

Ecuación 4.14



Distancias:

$$x_1 = 0,08 \text{ [m]} \text{ "distancia acople a apoyo 1"}$$

$$x_2 = 0,12 \text{ [m]} \text{ "distancia acople a volante 1"}$$

$$x_3 = 0,26 \text{ [m]} \text{ "distancia acople a volante 2"}$$

$$x_4 = 0,30 \text{ [m]} \text{ "distancia acople a apoyo 2"}$$

$$x_5 = 0,38 \text{ [m]} \text{ "distancia acople a engranaje"}$$

Al realizar el análisis estático se encuentra las reacciones de los apoyos aplicando los dos principios fundamentales de equilibrio.

$$\uparrow + \sum Fy = 0$$

$$-f_{acople} + f_{apoyo1} - 2 * f_v + f_{apoyo2} - f_e = 0$$

Ecuación 4.15

$$\sum M_{Apoyo1} = 0$$

$$-(f_{acople} * x_1) + (f_v * (x_2 - x_1)) + (f_v * (x_3 - x_1)) - (f_{apoyo2} * (x_4 - x_1)) + (f_e * (x_5 - x_1)) = 0$$

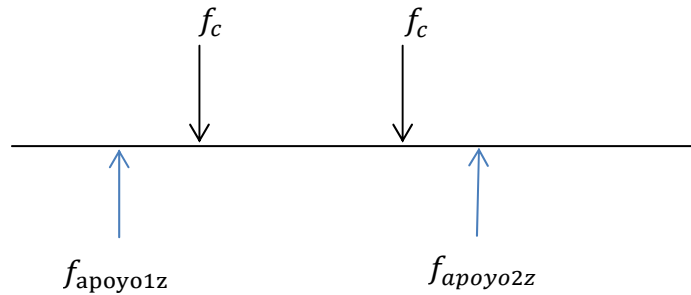
Ecuación 4.16**Resultado.**

$$f_{apoyo1} = 181,9 \text{ [N]}$$

$$f_{apoyo2} = 97,75 \text{ [N]}$$

- **Análisis plano x-z.**

En el plano x-z intervienen las reacciones de los apoyos y la fuerza centrífuga de los volantes que se tomarán en la misma dirección pero opuesto a las reacciones de los apoyos, a la velocidad angular máxima del eje motriz para analizar la situación crítica de carga.



Al realizar el análisis estático se encuentra las reacciones de los apoyos aplicando los dos principios fundamentales de equilibrio.

$$\uparrow + \sum F_z = 0$$

$$-f_{apoyo1z} + 2 * f_c - f_{apoyo2z} = 0$$

Ecuación 4.17

$$\sum M_{Apoyo1} = 0$$

$$(f_c * (x_2 - x_1)) + (f_c * (x_3 - x_1)) - (f_{apoyo2z} * (x_4 - x_1)) = 0$$

Ecuación 4.18

Resultados.

$$f_{apoyo1z} = 99,49 [N]$$

$$f_{apoyo2z} = 99,49 [N]$$

Torque del sistema.

Para determina el torque del sistema se hizo necesario contemplar las ofertas del mercado relacionadas con motores DC ya que su adquisición se hace difícil debido a las características técnicas, el motor seleccionado se describe más adelante.

Nomenclatura:

hp_{max} = Potencia del motor.

T_{max} = Torque máximo.

rpm_{min} = Velocidad de operación.

Datos requeridos.

$$Pot_{Kw} = 1[hp] * \left(\frac{1}{1,34}\right)$$

$$rpm_{operación} = 800 [rpm]$$

Calculo Torque del sistema.

$$Pot_{Kw} = \frac{T_{max} * rpm_{operación}}{9550}$$

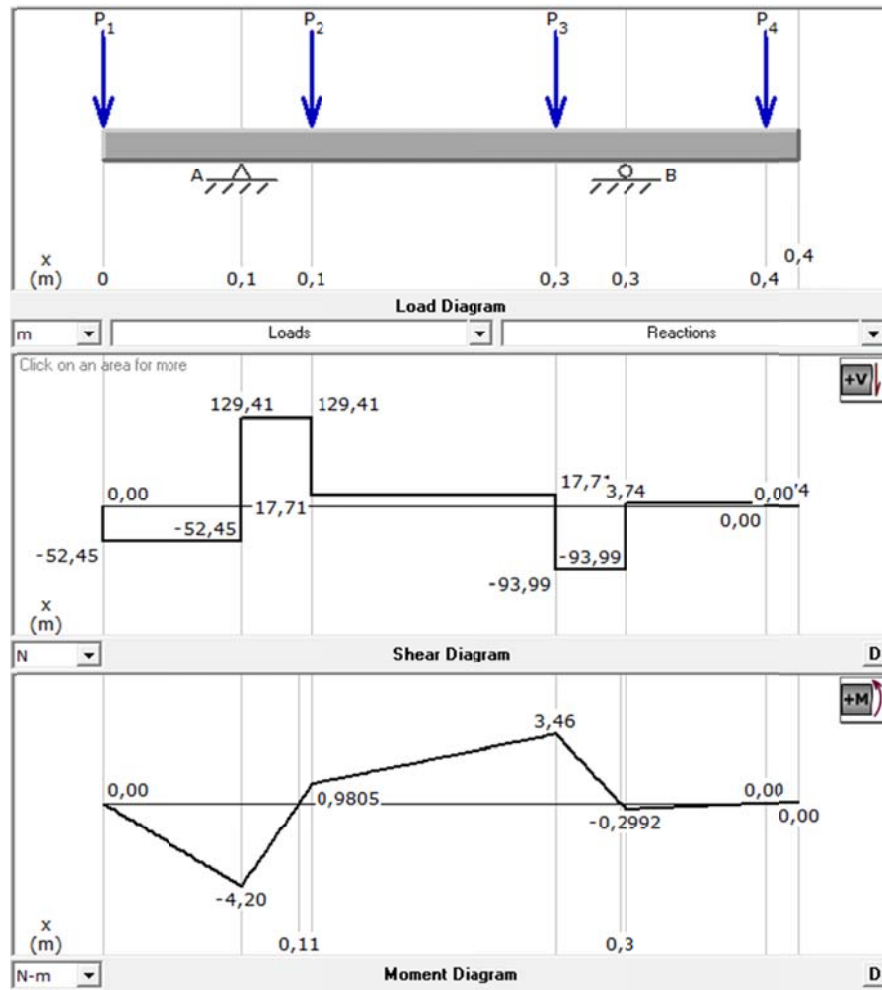
Ecuación 4.19

$$T_{max} = 8,9 \text{ N-m}$$

- Análisis resistencia de materiales.

Plano x-y.

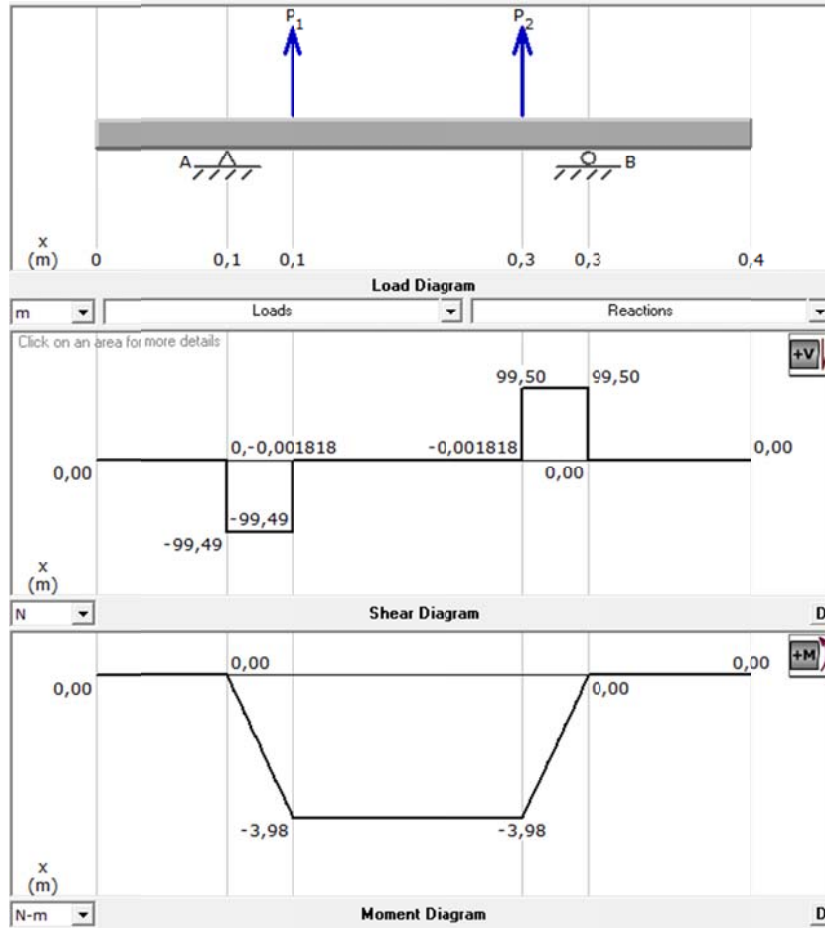
Figura 37. Diagramas de resistencias plano x-y.



Fuente: Los autores.

Plano x-z.

Figura 38. Diagrama de resistencias plano x-z.



Fuente: Los autores.

- **Criterios de falla bajo carga estática.**

Nomenclatura:

M = Momento resultante en la sección crítica.

S_y = Resistencia de fluencia elástico a tensión Acero SAE AISI 1045.

S_{ut} = Resistencia máxima de tensión Acero SAE AISI 1045.

T_{max} = Torque del sistema.

V = Cortante resultante.

N = Factor de seguridad.

A = Area sección transversal eje.

σ_x = Esfuerzo normal.

τ_{xy} = Esfuerzo cortante.

Dato de sección crítica.

Momento resultante que se obtiene de la estática evaluando los momentos máximos en cada plano.

$$M = 6,5459$$

$$S_{ut} = 620 \text{ Mpa}$$

$$S_y = 413 \text{ Mpa}$$

$$T_{max} = 8,9 \text{ [N - m]}$$

$$V = 121,98$$

$$N = 3$$

Criterio de falla.

El eje se diseña según el criterio de energía de distorsión.

$$\sigma_x = \frac{32 * M}{\pi * d^3} \quad \text{Ecuación 4.20}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16 * T}{\pi * d^3} \quad \text{Ecuación 4.21}$$

$$\frac{S_y}{N} = \sqrt{(\sigma_x)^2 + (3\tau_{xy})^2}$$

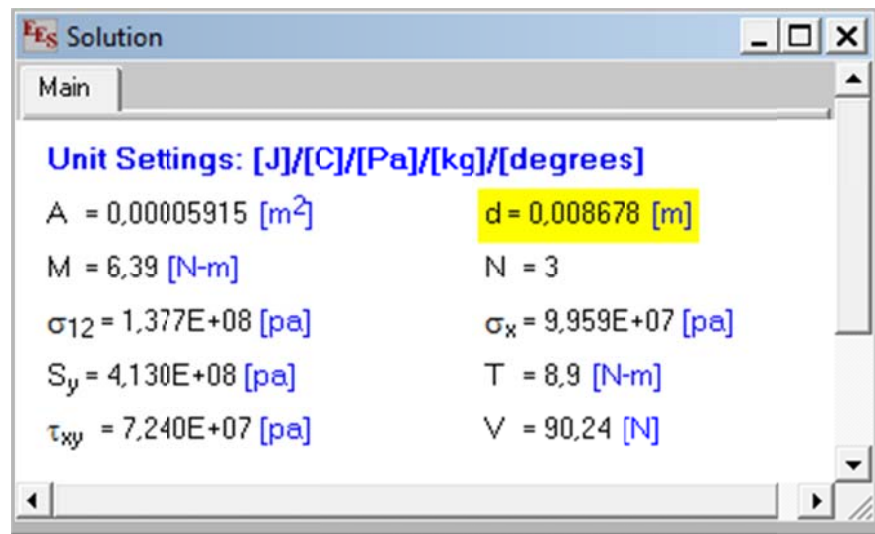
Ecuación 4.22

$$A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Ecuación 4.23

Resultados diámetro del eje por análisis de falla Estático.

Tabla 6. Diámetro eje estático.



Fuente: Los autores.

4.3.1.3 Análisis de fatiga.

Para el diseño dinámico se parte de la teoría y análisis de ejes sometidos a carga dinámica que tiene como objetivo ya sea partiendo de un factor de seguridad obtener un diámetro específico o partiendo de la suposición de un diámetro hallar el factor de seguridad.

Nomenclatura:

s_e = Límite de resistencia a la fatiga corregido.

s_{ut} = Resistencia de tensión mínima.

c_{carga} = Factor de carga.

$c_{superficie}$ = Factor de superficie.

$c_{confiabilidad}$ = Factor de confiabilidad.

σ_{anom} ; σ_{mnom} = Esfuerzos a flexión nominal carga alternante y media.

τ_{mnom} ; τ_{anom} = Esfuerzos a torsión nominal carga alternante y medio.

k_t ; k_{ts} = Factores de concentración de esfuerzos a flexión y torsión.

q ; q_s = Sensibilidades de la muesca sometida a flexión y torsión.

k_f ; k_{fs} = Factores de concentrador de esfuerzos alternos para fatiga.

k_{fm} ; k_{fsm} = Factores de concentrador de esfuerzos medio para fatiga.

σ_a ; σ_m = Esfuerzos a flexión dinámico nominal carga alterna y medio.

τ_a ; τ_m = Esfuerzos a torsión dinámico nominal carga alterna y medio.

σ_a' ; σ_m' = Esfuerzos locales a fatiga alternante y medio.

- **Criterio de fallas bajo carga dinámica.**

Factores que modifican la resistencia a la fatiga.

Los factores que modifican el límite de resistencia a la fatiga fueron escogidos del libro de elementos de máquinas de Norton.

$$s_e = 0,5 * s_{ut} * c_{carga} * c_{superficie} * c_{confiabilidad}$$

Ecuación 4.24

$$c_{carga} = 1$$

$$c_{superficie} = 4,51 * (s_{ut}^{-0,265}) = 0,82$$

$c_{confiabilidad} = 0,897$ "confiabilidad del 90%"

Componentes alternantes y medios.

$$\sigma_{mnom} = \sigma_{anom} = \frac{\sigma_x}{2} \quad \text{Ecuación 4.25}$$

$$\tau_{mnom} = \tau_{anom} = \frac{\tau_{xy}}{2} \quad \text{Ecuación 4.26}$$

Concentrador de esfuerzo y susceptibilidad a la muesca.

Factores k_t según el libro de diseño de elementos de máquinas, **Anexo B.**

Factores k_{ts} según el libro de diseño de elementos de máquinas, **Anexo C.**

Factores q según el libro de elementos de máquinas de Norton, **Anexo D.**

$$k_f = 1 + q * (k_t - 1) \quad \text{Ecuación 4.27}$$

$$q = 0,82$$

$$k_t = 3$$

$$k_{fs} = 1 + q * (k_{ts} - 1) \quad \text{Ecuación 4.28}$$

$$k_{ts} = 2,25$$

Esfuerzos dinámicos nominales.

$$\sigma_a = \sigma_{anom} * k_f \quad \text{Ecuación 4.29}$$

$$\tau_a = \tau_{anom} * k_{fs} \quad \text{Ecuación 4.30}$$

Como S_y es mayor que $k_f * \sigma_x$ entonces $k_f = k_{fm}$ y $k_{fs} = k_{fsm}$

$$k_{fm} = k_f \quad \text{Ecuación 4.31}$$

$$k_{fsm} = k_{fs} \quad \text{Ecuación 4.32}$$

$$\sigma_m = \sigma_{mnom} * k_{fsm} \quad \text{Ecuación 4.33}$$

$$\tau_m = \tau_{mnom} * k_{fsm} \quad \text{Ecuación 4.34}$$

Esfuerzos locales dinámicos.

$$\sigma_a' = \sqrt{(\sigma_a^2) + (3 * \tau_a^2)} \quad \text{Ecuación 4.35}$$

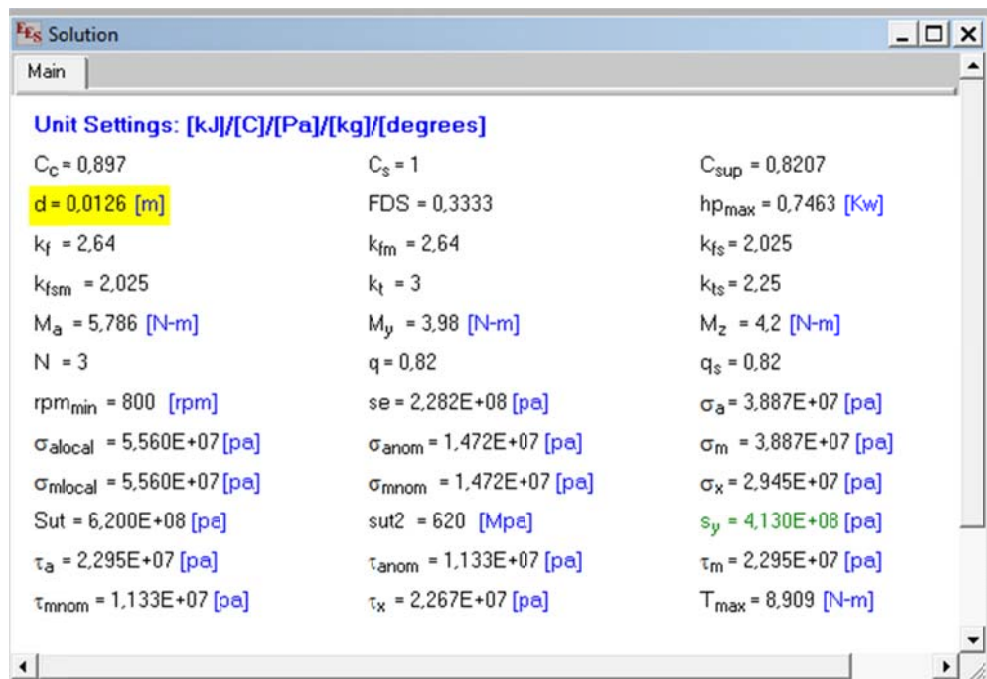
$$\sigma_m' = \sqrt{(\sigma_m^2) + (3 * \tau_m^2)} \quad \text{Ecuación 4.36}$$

Remplazando los datos en la ecuación por el criterio de Goodman.

$$\left(\frac{\sigma_a'}{S_e}\right) + \left(\frac{\sigma_m'}{S_y}\right) = \frac{1}{N} \quad \text{Ecuación 4.37}$$

Cálculos diámetro del eje por análisis de falla fatiga.

Tabla 7. Diámetro eje por fatiga.



Fuente: Los autores.

Como es de esperarse el diámetro determinado por criterio dinámico es mayor que por criterio estático, por tal razón en base a este se realiza la estandarización del eje, en nuestro caso se seleccionó un eje con diámetro de 5/8" de acero 1045, como veremos más adelante este diámetro se tiene que volver a normalizar por la selección del rodamiento, donde a continuación se da a conocer.

4.3.2 Selección de los elementos dependientes del diámetro del eje.

Después de dimensionado el eje se hace necesario la selección de los elementos de máquinas que son dependientes del diámetro del eje para lograr el funcionamiento óptimo del banco de pruebas.

4.3.2.1 Selección de rodamientos.

Posterior al dimensionamiento parcial del eje se hace necesario la selección de los rodamientos para dar soporte a los elementos de máquinas que intervienen en la construcción del banco de pruebas de vibraciones mecánicas, que cumpla con los requerimientos exigidos de carga del sistema. A continuación se da a conocer el procedimiento establecido para la designación del rodamiento.

Determinación de los valores resultantes.

Los rodamientos fueron seleccionados bajo los procedimientos descrito por la Teoría del catálogo de NTN, identificando el apoyo crítico mediante la magnitud de la fuerza resultante presentada en cada uno de ellos.

Fuerza en cada uno de los apoyos.

$$f_{apoyo1Y} = 173,7 N$$

$$f_{apoyo1Z} = 90,42 N$$

$$f_{apoyo2y} = 102,6 \text{ N}$$

$$f_{apoyo2z} = 90,42 \text{ N}$$

$$F_{ra} = \sqrt{f_{apoyo1Y}^2 + f_{apoyo1Z}^2} = 195,83 \text{ N} \quad \text{Ecuación 4.38}$$

$$F_r = \sqrt{f_{apoyo2y}^2 + f_{apoyo2z}^2} = 136,75 \text{ N} \quad \text{Ecuación 4.39}$$

Carga estática equivalente P.

$R = 1$ Factor de carga interna.

$v = f_{max} = 195,83 \text{ N}$ Fuerza crítica a seleccionar el rodamiento.

$$P = v * R = 195,83 \text{ N}$$

Carga dinámica equivalente C.

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} = 0,21 \quad \text{Ecuación 4.40}$$

$$n = 3600$$

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{l}{500}} = \sqrt[3]{\frac{12000 \text{ horas}}{500}} = 2,884 \quad \text{Ecuación 4.41}$$

$$C = P * \frac{f_h}{f_n} = 2,689 \text{ KN} \quad \text{Ecuación 4.42}$$

Las cargas encontradas determinan la mínima carga que debe soportar el rodamiento bajo las dos condiciones establecidas, el rodamiento seleccionado según el catálogo de NTN esta designado de la siguiente manera **6902ZZ LLB LLU, Ver anexo E.**

La escogencia de este rodamiento implica la modificación del diámetro del eje a 19mm como consecuencia de un diámetro interno mayor, se realizó las

respectivas modificaciones de las muesca para la ubicación de los respectivos volantes y rodamientos, en definitiva las dimensiones finales del eje se presentan en el **Anexo A**.

4.3.2.2 Selección acople.

La selección del acople se realizó bajo la escogencia de productos existentes en la industria en la ciudad de Bucaramanga, para ello se necesita tener en claro los conceptos fundamentales para la escogencia del mismo, ya que existen acoplamientos rígidos que unen los elementos perfectamente sobre una misma recta y acoplamientos flexibles que permiten una desalineación ya sea angular o paralela entre los ejes relacionados, los acoplamientos flexibles de cruceta se utilizan con mayor frecuencia en la industria y por tal razón resalta su escogencia.

El acople flexible de cruceta es definido en la literatura de la siguiente forma: Tienen dos masas con quijadas protuberantes, las cuales se superponen y se conectan por medio de un inserto elastómero o algún metal blando. El tipo de holguras con que se fabrican, permiten la desalineación angular y paralela.

Diversos fabricantes ofrecen dos tipos de acople cruceta, el primero es intercambiable y el segundo es de alta potencia, como el requerimiento de potencia del banco de pruebas no es alto se selecciona el acople intercambiable, al tiempo que este es el que se encuentra en la industria nacional y cumple con los requerimientos de desalineamiento necesario para el óptimo funcionamiento del banco de pruebas.

Finalmente en base a los de talles anteriormente especificados más la geometría respectiva se escogió un acople similar al **anexo F**.

4.3.2.3 Diseño de chumaceras.

Posterior a la selección de los rodamientos se hizo necesario el diseño de las chumaceras a partir de los datos geométricos establecidos, para permitir la sujeción de los mismos a los soportes principales por medio de tres tornillos de $\frac{1}{4}$ " de cabeza avellanada, estos proporcionan el alojamiento para los rodamientos, las chumaceras diseñadas disponen en la parte superior una superficie adecuada para la ubicación del equipo transductor (sensor de aceleración) para obtener la medición de los parámetros de vibración más exactas e idónea posible y consigo permite la ubicación del sensor de vibración de manera fácil y directa, **Ver anexo A.**

4.3.2.4 Plataformas de trabajo: Mesón.

Los soportes del banco de pruebas de vibraciones mecánicas no deben ser susceptibles a experimentar alteraciones producto del movimiento vibratorio del sistema mecánico, se implementa como soporte un mesón rígido de laboratorio, ubicado en el laboratorio de vibraciones mecánicas quien es responsable la escuela de ingeniería mecánica, la principal razón de la escogencia es la rigidez del sistema para la captación idónea de la señal vibratoria, la plataforma de trabajo es el medio propicio para soportar el banco de pruebas, está interconectada a la estructura a través de agujeros para el anclaje entre sí por 6 pernos alrededor de la misma, **Ver anexo A.**

4.3.2.5 Motor.

Se hace necesario la adquisición de un motor para ser implementado en el banco de pruebas de vibraciones mecánicas, que convierta la energía eléctrica en energía mecánica, de tal forma, que permita la puesta en marcha del banco de pruebas, para monitorear el comportamiento del sistema mediante la inducción de fallas anteriormente mencionadas.

El motor seleccionado para el banco de pruebas de vibraciones mecánicas es un motor DC de escobilla, el motor es capaz de manejar diferentes velocidades controladas por un módulo electrónico, fue seleccionado de acuerdo a la oferta de la industria teniendo en cuenta su difícil adquisición en el mercado, el motor escogido se evidencia en el capítulo de construcción y montaje, las especificaciones técnicas son mostradas a continuación.

Tabla 8. Especificaciones motor DC.

| | | |
|----------------|----------------------|------------------|
| DC MOTOR | TYPE DD6222 | D59140/094024 |
| VOLTS 120 | A 9 | A95 |
| HP 1 | RTG TREADMILL DUTY | GENERAL ELECTRIC |
| MN KK0052T | | DK B |
| INS. CL. A | CUST PN 5P80LY4 KK00 | |
| UL FILE E79942 | | |

Fuente: Los autores.

4.3.3 Simulación CAE.

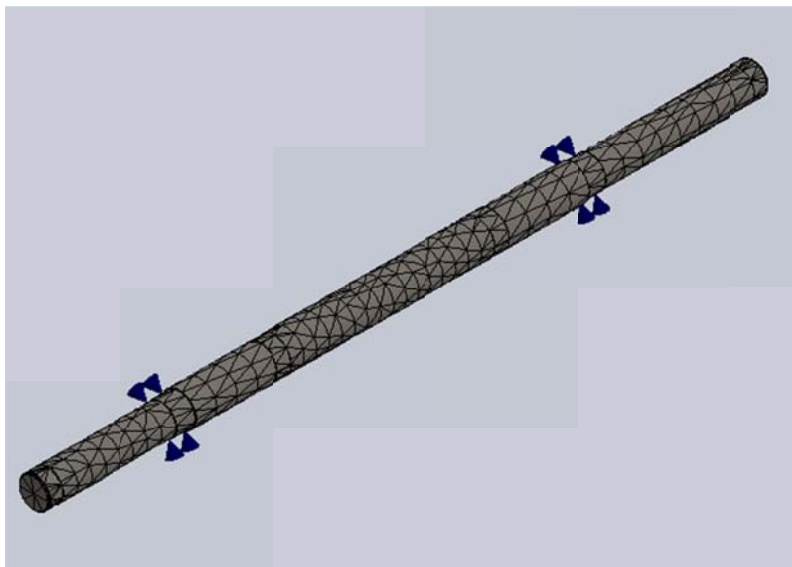
Con ayuda del programa Solidworks 2011 se realizó la simulación del eje y los elementos principales de apoyo que lo conforma: la chumacera y el soporte, comienza con la construcción del modelo a escala real, incluye la construcción del objeto tridimensional con medidas geometrías definidas y reales, posterior al modelado, se realiza el estudio del objeto en Simulations el cual es un complemento de solidworks diseñado exclusivamente para realizar simulaciones mediante la identificación de los sistemas de sujeción, ubicación y magnitud de las cargas en cada componente para posteriormente realizar los estudios que incluye los análisis estático, deformación y factor de seguridad.

4.3.3.1 Análisis CAE del eje.

Construcción: Para el modelado del eje se introdujeron las medidas diseñadas en capítulos anteriores donde se describe el análisis estático, las propiedades físicas se realizaron de acuerdo al catálogo de materiales dispuestos por solidworks para el acero 1045.

Enmallado: Debido a factores de construcción y simulación, se escogió un enmallado MEDIO.

Figura 39. Enmallado eje.



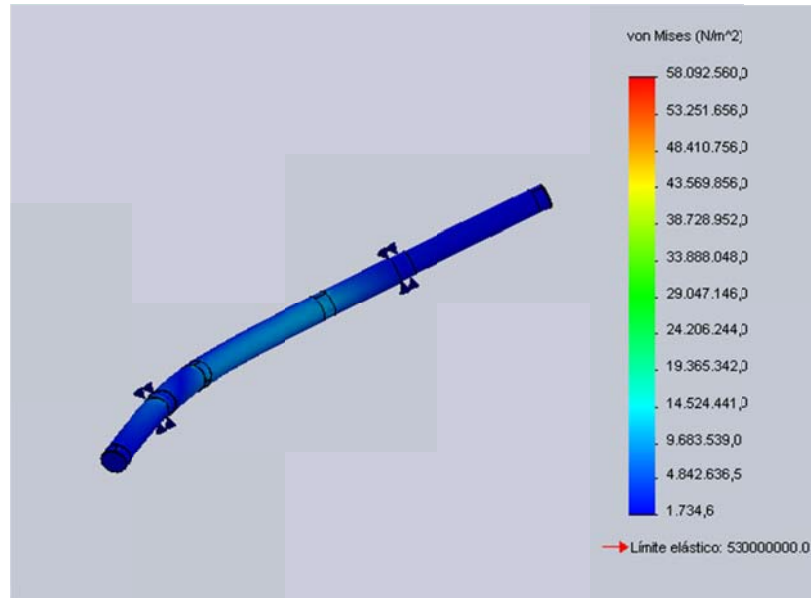
Fuente: Los autores.

Sistema de Sujeción.

Para el eje se eligieron sujeciones de rodamientos en dos de sus extremos, ubicadas en posiciones establecidas en el transcurso del diseño.

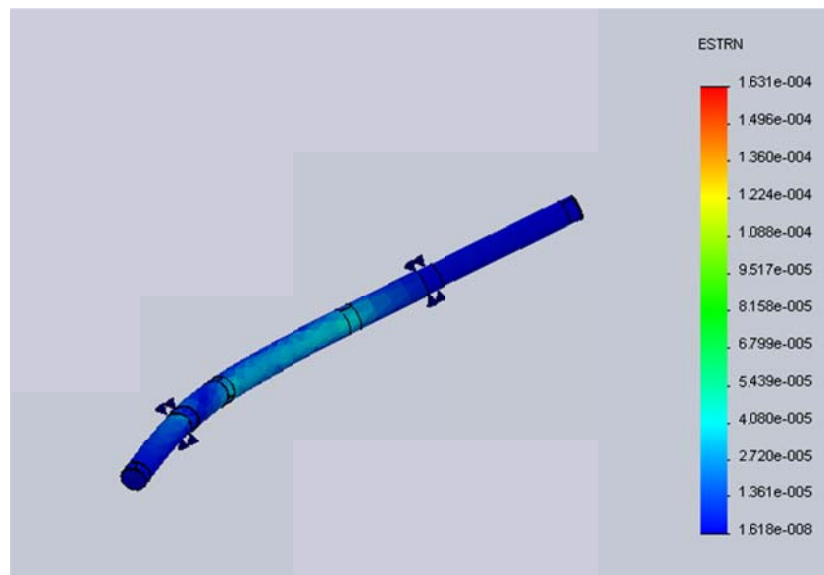
Resultados

Figura 40. Esfuerzo equivalente eje.



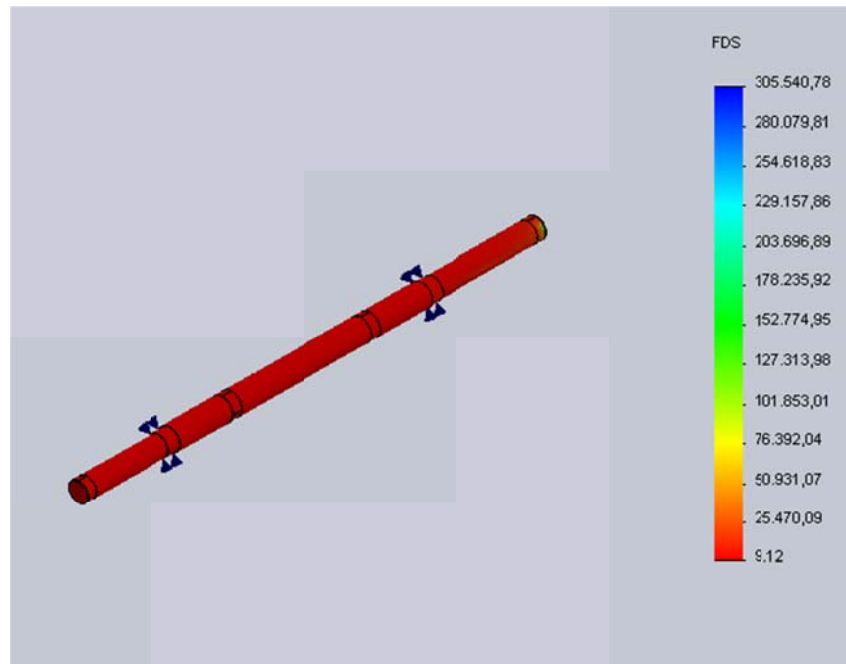
Fuente: Los autores.

Figura 41. Deformación total eje.



Fuente: Los autores.

Figura 42. Factor de seguridad eje.



Fuente: Los autores.

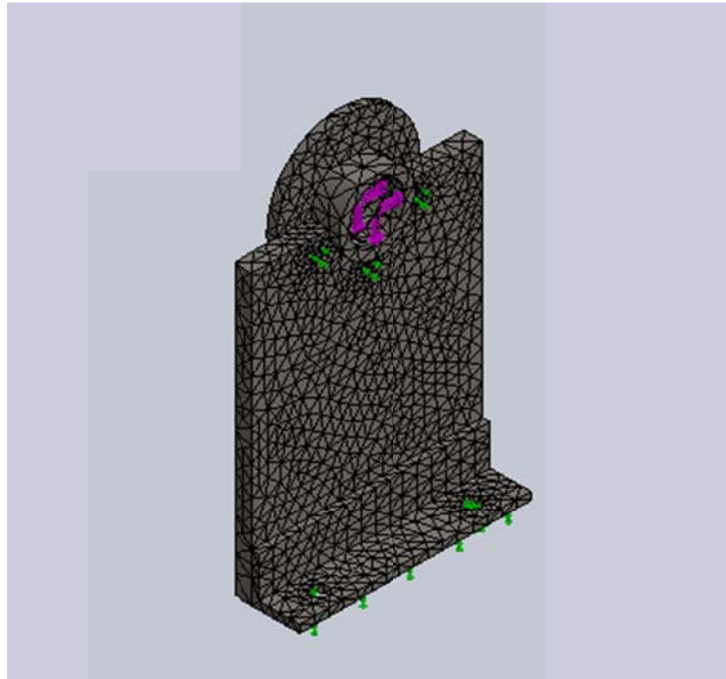
4.3.3.2 Análisis CAE Chumacera-Soporte.

Para la simulación CAE se realizó en base a la escogencia del apoyo crítico evaluando las cargas en cada uno de ellos.

Construcción: Para el modelado del sistema de apoyo se introdujeron las medidas diseñadas descritas en capítulos anteriores. Las propiedades físicas se realizaron de acuerdo al catálogo de materiales dispuestos por solidworks para el acero HR.

Enmallado: Debido a factores de construcción y simulación, se escogió un enmallado FINO, ya que permite resultados más precisos y las condiciones de las dos superficies en contacto lo requieren.

Figura 43. Enmallado Chumacera-Soporte.



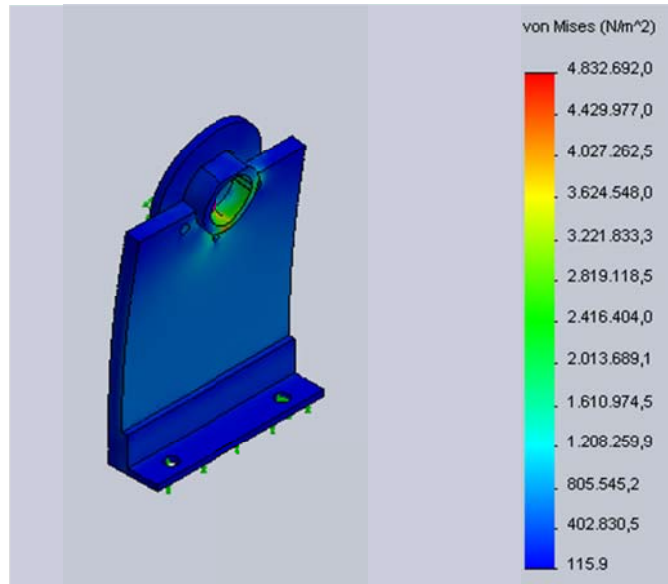
Fuente: Los autores.

Sistema de Sujeción-Cargas

Para el conjunto chumacera- soporte se eligieron sujeciones de tornillo, ubicadas en la parte superior e inferior de la estructura para restringir el movimiento de la misma, las cargas se ubicaron en la chumacera debida que ahí intervienen los rodamientos.

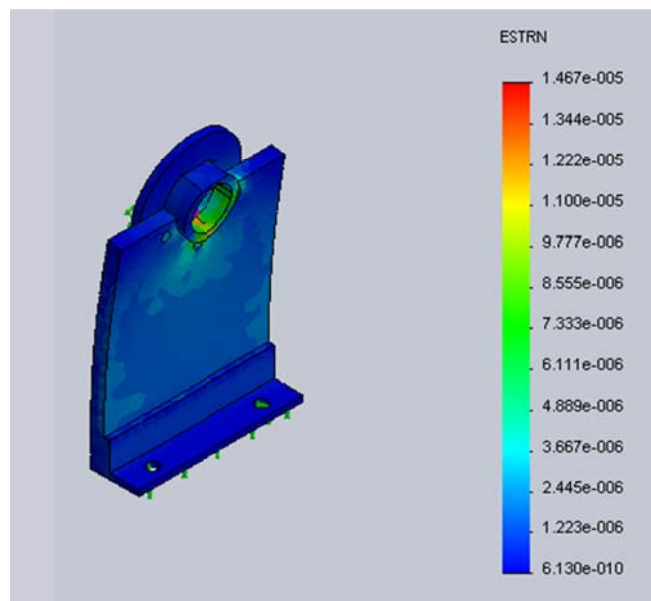
Resultados.

Figura 44. Esfuerzo equivalente chumacera-soporte.



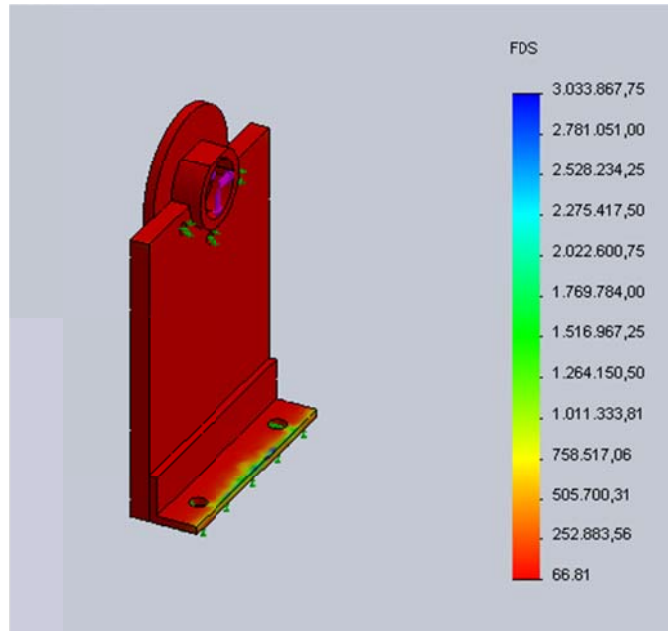
Fuente: Los autores.

Figura 45. Deformación total chumacera- soporte.



Fuente: Los autores.

Figura 46. Factor de seguridad conjunto soporte-chumacera.



Fuente: Los autores.

4.4 ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS DEL BANCO DE PRUEBAS.

Con el propósito de garantizar el buen funcionamiento del banco de pruebas bajo condiciones dinámicas, se hace necesario conocer los límites existentes del mismo, por tal razón, se realizan estudios relacionados con los modos de vibración, que se describe a continuación.

Análisis modal del banco de pruebas.

Para simular un sistema mecánico es indispensable definir los parámetros propios de él, como: cuerpo, rigidez, amortiguación, y excitación, siendo los elementos que dan las características del sistema mecánico vibratorio, es de interés en vibraciones mecánicas conocer los parámetros anteriormente mencionados para determinar la frecuencia natural del sistema, definida en la literatura como la

frecuencia a la cual el sistema vibra libremente cuando se lleva fuera de la posición de equilibrio.

Todas las estructuras no solo poseen una única frecuencia a la cual vibre todo el sistema, ya que cuando un sistema está constituido por masas concentradas tiene tantas frecuencias naturales como número de grados de libertad, esta frecuencia limita el funcionamiento del sistema mecánico en zonas cercanas a esta, ya que produce el fenómeno de resonancia acarreado futuros deterioros en la estructura, la cual es ocasionada si la frecuencia de oscilación de un sistema sea propia o inherente de él coincide con una de sus frecuencias naturales, por tal razón, se hace necesario determinar en qué momento se presentan.

El análisis de frecuencia se realiza mediante el programa solidworks, para tal fin, se hace necesario construir el sólido con geometría y materiales pertinentes de cada elemento, al tiempo que se necesita realizar el ensamble de todo el sistema con las restricciones pertinentes, y finalmente se realiza el estudio de análisis de frecuencia implementando elementos finitos por medio de la aplicación Solver FFEPlus, el cual es un solucionador de ecuaciones por medio de técnicas de aproximación, la importancia de este análisis es constatar que la primera frecuencia natural de la estructura sea mayor que la frecuencia de operación del sistema para impedir que ocurra el fenómeno de resonancia, a continuación se muestra el resultado obtenido en el software.

Tabla 9. Modos de vibración.

| Modo de vibración. | Frecuencia [Hz]. |
|--------------------|------------------|
| 1 | 104,620 |
| 2 | 118,430 |
| 3 | 165,802 |
| 4 | 244,226 |
| 5 | 343,138 |

Fuente: Los autores.

En base a los resultados obtenidos se garantiza el funcionamiento óptimo del banco bajo condiciones de operación, ya que la primera frecuencia se consigue a los 104,62 Hz equivalente a 6277 rpm, la cual se encuentra por encima de la velocidad del sistema alrededor de los 1800 rpm.

5. DISEÑO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE ADQUISICION, SOFTWARE Y HARDWARD PARA EL PROCESAMIENTO DE LA SEÑAL DEL BANCO DE PRUEBAS.

La tecnología encaminada a la adquisición de datos durante el siglo XX no permitió la evolución del análisis espectral dada a las deficiencia de los equipos de medición, induciendo así que se realizará el diagnostico de manera empírica o un análisis de forma limitada antes las adversidades que afrontaban, fue a partir de la década de los 80 con el auge de la informática y su continuo desarrollo e investigación, se fomentó la aplicación de herramientas aplicables a instalaciones industriales, desde entonces su seseo de investigación y desarrollo no ha decaído donde cada vez más prestan un servicio bajo los mejores estándares, mejorando la capacidad de análisis y la facilidad de uso.

Dado a lo anterior el presente capitulo detallará aspectos que forman parte del diseño del sistema de adquisición de datos que relaciona tanto software como hardware.

5.1 HARDWARE.

El hardware implementado para el tratamiento de la señal está constituido principalmente por los siguientes elementos:

- Sensor de aceleración.
- Adquisición de Datos Tarjeta NI 9234.
- Chasis NI USB 9162.

5.1.1 Adquisición de Datos Tarjeta NI 9234.

Los dispositivos de adquisición de datos son los dispositivos más avanzados diseñados por la empresa National instrument, debido al alto rendimiento, reduce la complejidad del sistema como consecuencia de la reducción de los componentes a utilizar de acuerdo a las necesidades requeridas.

Estas tarjetas son comúnmente utilizadas para aplicaciones como pruebas en electrónica, medidas de sensores en alta precisión por lo que poseen velocidades de muestreo muy altas y un bajo nivel de ruido, al tiempo pueden ser usados para evaluar pruebas, realizar control y aplicaciones de diseños.

Figura 47. Tarjeta de adquisición de datos NI 9234



Fuente: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/204481>

La tarjeta de adquisición de datos implementada en la ejecución del proyecto de grado es la tarjeta 9234, el cual es un dispositivo que incorpora acondicionamiento de señal, posee cuatro canales de entrada que digitaliza señales simultáneamente a rangos de 51,2 Hz por canal con filtros integrados antialiasing que ajusta automáticamente su rango de muestreo.

5.1.2 Chasis NI USB 9162.

Los sistemas de adquisición de datos de alto rendimiento más avanzados diseñados por la empresa National instrument es necesario la interconexión con un chasis para realizar la comunicación de señales a un equipo de cómputo.

En la realización del proyecto se utilizó un chasis NI USB 9162 para poder conectar a este la tarjeta 9234 e interconectarla a través de un cable USB al equipo de cómputo, para la posterior manipulación de la señal.

Figura 47. Bloque conector NI USB-9162.



Fuente: <http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/es/nid/204178>

5.1.3 Selección del transductor de vibración (acelerómetro).

El motor seleccionado tendrá un rango de trabajo de 600 a 1800 rpm para tal motivo se trabajara con 1800 rpm siendo la velocidad critica, lo cual corresponden a 30 Hz, además se dispondrá de un engranaje con aproximadamente 5 dientes, esta frecuencia de paso de dientes estaría alrededor de 150 Hz estas son las

frecuencias más críticas que se deben tener en cuenta para la selección, además se desea observar los primeros 10 armónicos, los cuales originan la mayor frecuencia que estaría alrededor de 1500 Hz, de acuerdo con el teorema de Shannon que dice , para una verdadera imagen del espectro que se presenta en el dominio de la frecuencia, la toma de muestras debe ser superior a dos veces la frecuencia más alta de interés. En la práctica, es habitual para establecer una frecuencia de muestreo igual a:

$$f_s = 2,56 \cdot f_{max}$$

La frecuencia más alta de interés=1500 Hz

Frecuencia de muestreo. $f_s = 2,56 \cdot f_{max} = 3840 \text{ Hz}$

Respecto de los factores anteriormente calculados se seleccionará un acelerómetro de la marca BRUEL & KJAER referencia 4513 que tiene un rango de frecuencia de 1 – 10000 Hz.

Según las especificaciones que se encuentran en el **Anexo G**, este acelerómetro puede ser montado sobre un tronillo de rosca 10-32UNF o montado con adhesivos.

Figura 48. Acelerómetro BRUEL & KJAER 4513.

| Dynamic Characteristics | | | | |
|--|-------------------------------|--------------------------------|--------------------------|--------------------------|
| Voltage Sensitivity (@ 160 Hz) | mV/ms ⁻² (mV/g) | 1 +12/-8% (10 ±10%) | 10 +12/-8% (100 ±10%) | 50 +12/-8% (500 ±10%) |
| Measuring Range (±pk) | ms ⁻² (g) | 4900 (500) | 490 (50) | 98 (10) |
| Frequency Response | | See typical amplitude response | | |
| Mounted Resonance Frequency | kHz | 32 | | |
| Amplitude Response ±10% (typical) ^a | Hz | 1 to 10000 | | |
| Residual Noise | mg | 0.8 | 0.2 | 0.1 |
| Transverse Sensitivity | % | <5 | | |



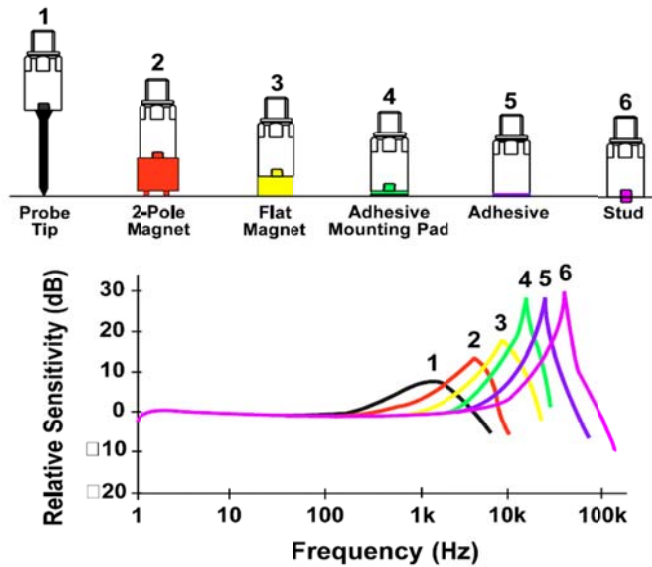
Fuente: www.bksv.com/

5.1.3.1 Montaje del sensor.

En la actualidad existen distintos medios mediante el cual se permite la conexión entre el sensor y el elemento en cuestión, principalmente este es especificado por el fabricante mediante una recomendación del tipo de montaje para impedir posibles problemas en la medición, afectando directamente la señal como también posible deterioro del elemento, de lo contrario su escogencia radica en su aplicación particular como: tipo de sensor, aplicación, rango de operación, sensibilidad, entre otros.

Existen diversos tipos de montajes entre los que se encuentran: adhesivo, imán plano, perno, entre otros, a continuación se muestran cada uno de ellos.

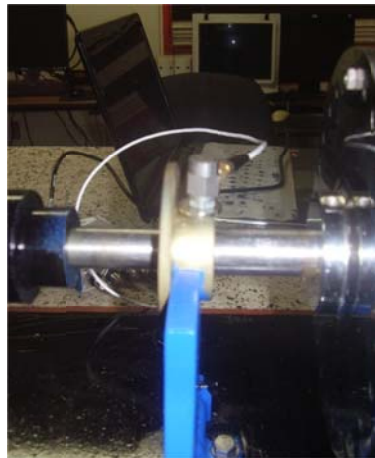
Figura 49. Tipos de montaje y sus efectos sobre la frecuencia.



Fuente: Tesis de grado. ADQUISICIÓN DE VIBRACIONES MECÁNICAS DE UN MOTOR EN FUNCIONAMIENTO USANDO LABVIEW.

De acuerdo al diseño realizado de las chumaceras el sensor estará ubicado en la dirección vertical en cada uno de ellas, por lo tanto se implementó como medio de sujeción una placa magnética (imán), el cual cumple con los requerimientos necesarios para la adquisición de la señal.

Figura 50. Montaje sensor.



Fuente: Los autores.

5.2 IMPLEMENTACIÓN DEL SOFTWARE PARA EL MONITOREO Y ADQUISICIÓN DE LAS SEÑALES VIBRATORIAS.

El lenguaje gráfico desarrollado por LabVIEW, se realiza mediante la interconexión entre dos paneles como ambiente de trabajo, en los cuales son denominados panel frontal y panel de programación.

Panel de frontal: Permite el diseño de la interfaz para el usuario, donde se visualiza la información pertinente para el mismo.

Panel de programación: Es la ventana donde se relacionan las operaciones que determinan el funcionamiento del programa, las operaciones son denominadas instrumentos virtuales.

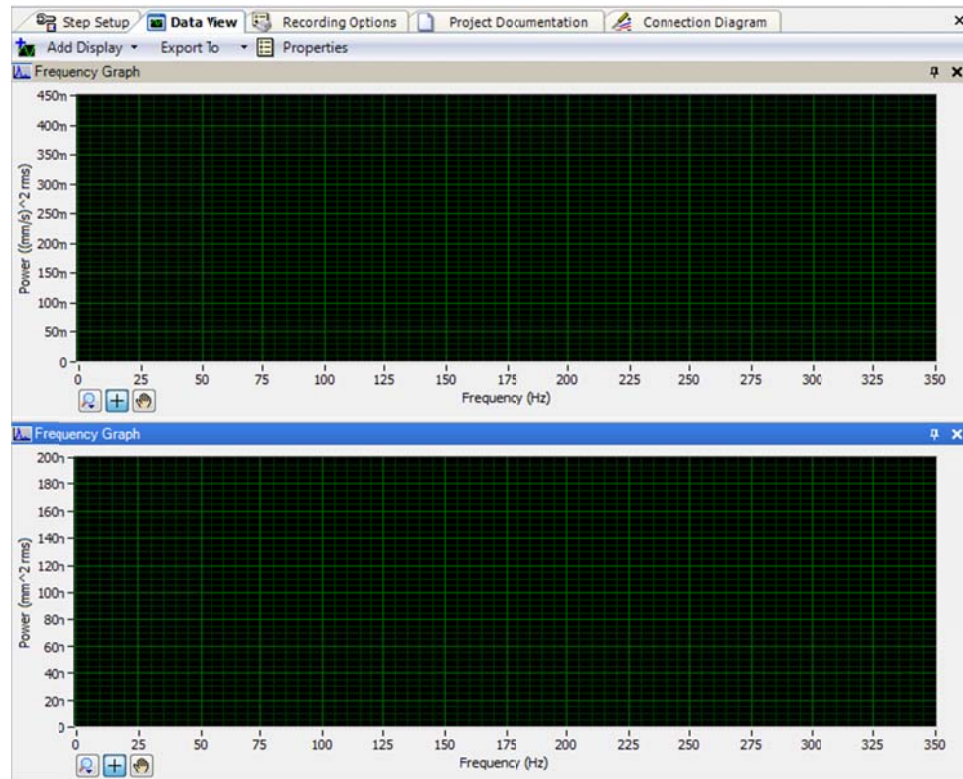
Los instrumentos virtuales es una herramienta desarrollada por LabVIEW que determinan funciones específicas en forma gráfica, cada uno de los cuales están diseñados para una funcionalidad específica caracterizados por símbolos representativos de la función a representar, la interconexión entre los instrumentos virtuales forma la cadena flujo de datos y consigo va formando el procesamiento de la señal.

5.2.1 Panel frontal.

El panel principal es el encargado de realizar la interfaz entre usuario y sistema, dentro de este display se puede ver las señales en aceleración, velocidad y desplazamiento.

A través de este panel frontal se da la orden para ejecutar y detener el programa de acuerdo a lo estipulado por el usuario, además de presentar infinitas funciones como por ejemplo, dar la orden de exportar datos de cualquier espectro a un archivo con extensión de Excel.

Figura 51. Panel frontal.



Fuente: Los autores.

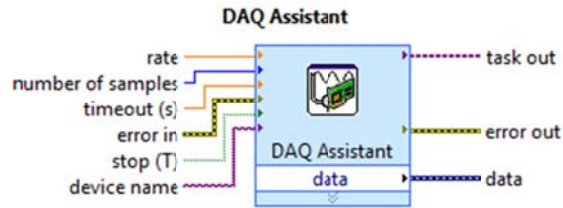
5.2.2 Bloques utilizados en la programación del Block Diagram.

A continuación se presenta y da definición de cada uno de los bloques utilizados en la programación para el desarrollo de este proyecto.

- **Bloque Dad Assistant.**

Mediante el bloque de Dad Assistant se realiza la adquisición de los datos. Siendo el vi que permite la conexión de datos de entrada y el programa a utilizar para posterior tratamiento de las señales.

Figura 52. Bloque DAD Assistant.

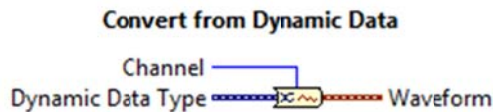


Fuente: LabVIEW.

- **Bloque Convert from Dynamic Data.**

El bloque Convert from Dynamic Data se encarga de convertir un dato dinámico en un dato de tipo arreglo, para su posterior uso con otros VIS y funciones.

Figura 53. Convert from Dynamic Data.

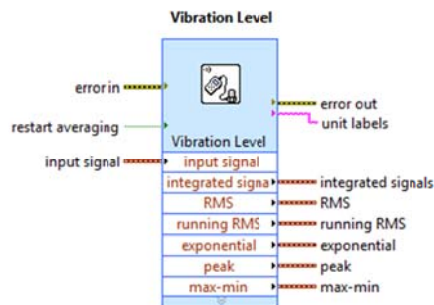


Fuente: LabVIEW.

- **Bloque Vibration Level.**

El bloque de Vibration Level se utiliza para integrar la señal de entrada de aceleración (input signal) y obtener la señal en velocidad y desplazamiento.

Figura 54. Vibration Level.

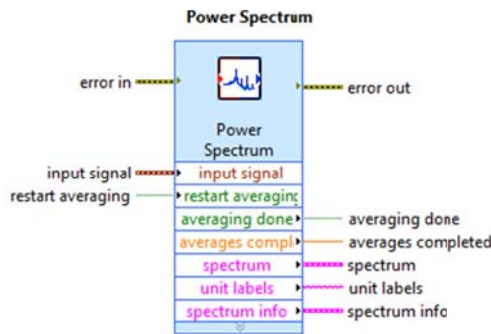


Fuente: LabVIEW.

- **Bloque Power Spectrum.**

El bloque Power Spectrum calcula la magnitud del espectro promediado, espectro de potencia, densidad espectral de potencia por canales individuales o múltiples. El espectro de potencia puede transformar los espectros en la raíz cuadrática media, pico, y unidades de pico a pico, para el caso de estudio se encarga de convertir una señal de dominio de tiempo en una señal de dominio de frecuencia o como se conoce en lenguaje de vibración como (espectro).

Figura 55. Power Spectrum.

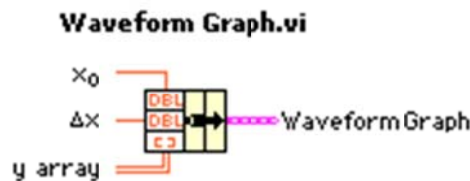


Fuente: LabVIEW.

- **Bloque Waveform Graph.**

El bloque Waveform Graph es el encargado de mostrar las gráficas ya sea en dominio de tiempo o dominio de frecuencia de las señales de aceleración, velocidad o desplazamiento.

Figura 56. Waveform Graph.

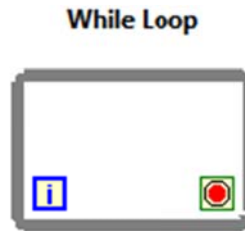


Fuente: LabVIEW.

- **While Loop.**

El While Loop es utilizado para proporcionar un número de iteraciones infinitas del programa en general, para realizar así, una lectura cíclica de lo que está dentro del while, hasta que el terminal condicional reciba un valor booleano particular.

Figura 57. While Loop.

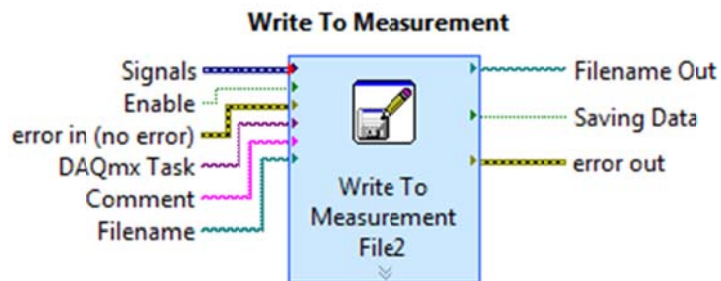


Fuente: LabVIEW.

- **Bloque Write To measurement.**

Escribe datos en archivos de texto basados en la medición (.lvm) o la medición de archivos binarios (.tdm o .tdms), para luego abrirlos desde Excel.

Figura 58. Write To Measurement.

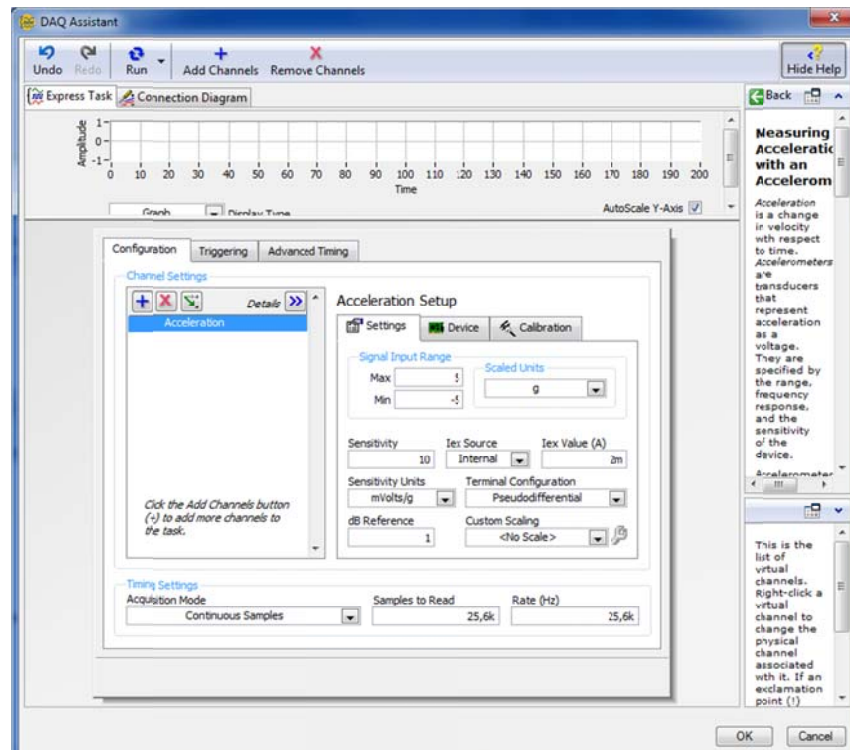


Fuente: LabVIEW.

5.2.3 Configuración de los bloques.

Como parte inicial se configura el bloque DAQ Assistant, que tiene como objetivo realizar la adquisición de la señal generada por el acelerómetro, en esta configuración se deben tener en cuenta las especificaciones del sensor tales como: gravedad sensibilidad, corriente, frecuencia de muestreo, entre otros.

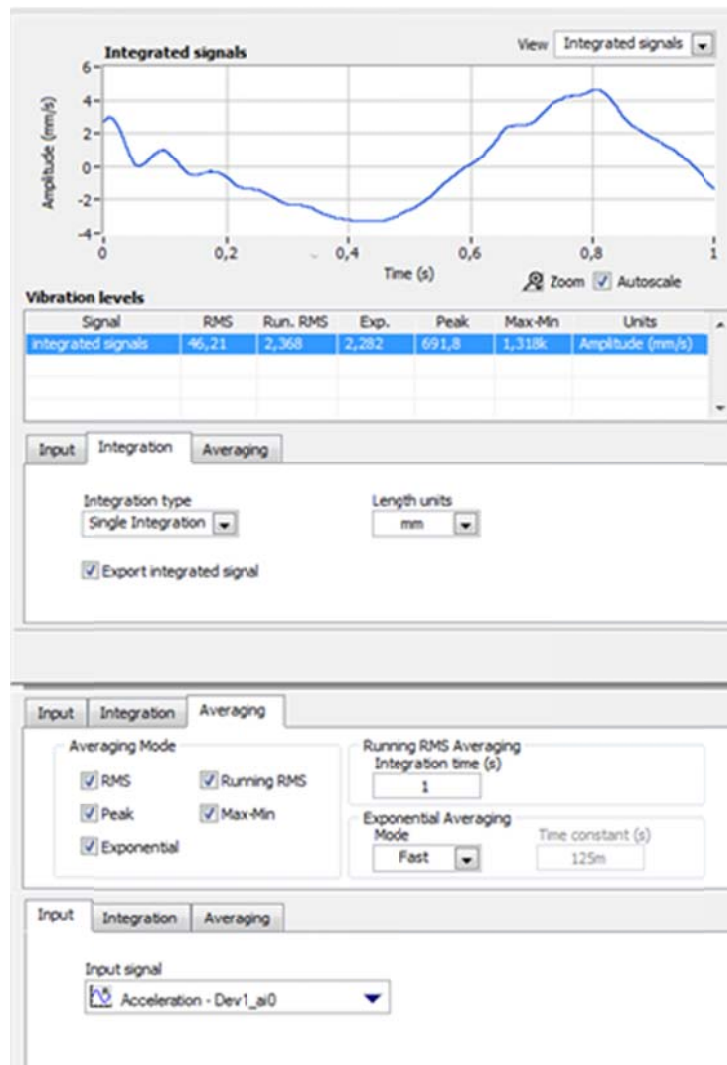
Figura 59. Ventana de configuración del DAQ Assistant.



Fuente: Los autores.

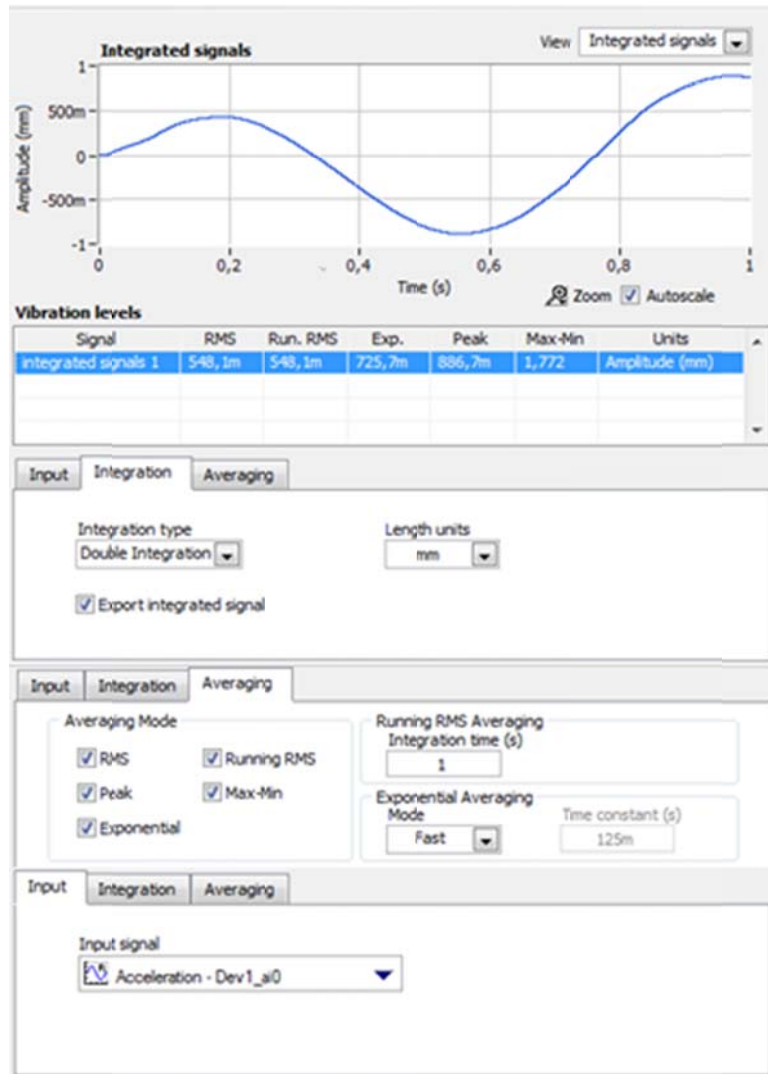
Otro bloque que se configura es el vibration level, teniendo en cuenta que se van a utilizar dos bloques uno para integrar la señal de entrada para obtener la señal en velocidad y el otro para realizar la integración doble para obtener la señal en desplazamiento.

Figura 60. Ventana de configuración Vibration levels para obtener la velocidad.



Fuente: Los autores.

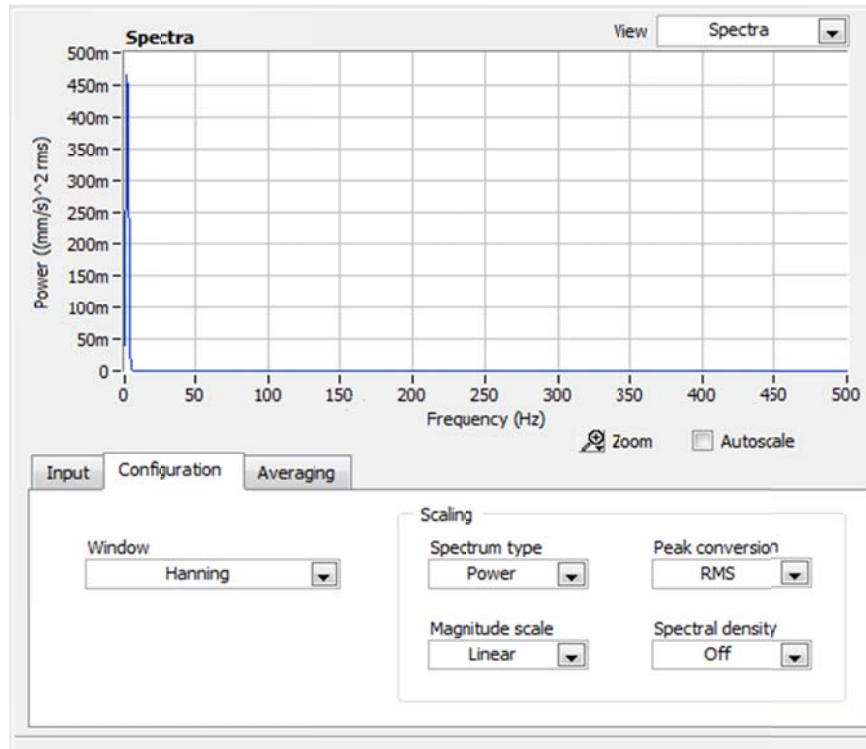
Figura 61. Ventana de configuración Vibration levels para obtener el desplazamiento.



Fuente: Los autores.

Otra configuración muy importante es la del bloque power spectrum, es el encargado de mostrar la gráfica de la señal en dominio de frecuencia tanto para desplazamiento, velocidad y si se desea en aceleración. Dentro de la configuración de este bloque, depende el buen tratamiento de la señal ya que se deben seleccionar parámetros como: tipo de ventana, valor de amplitud en RMS con las cuales se desean trabajar.

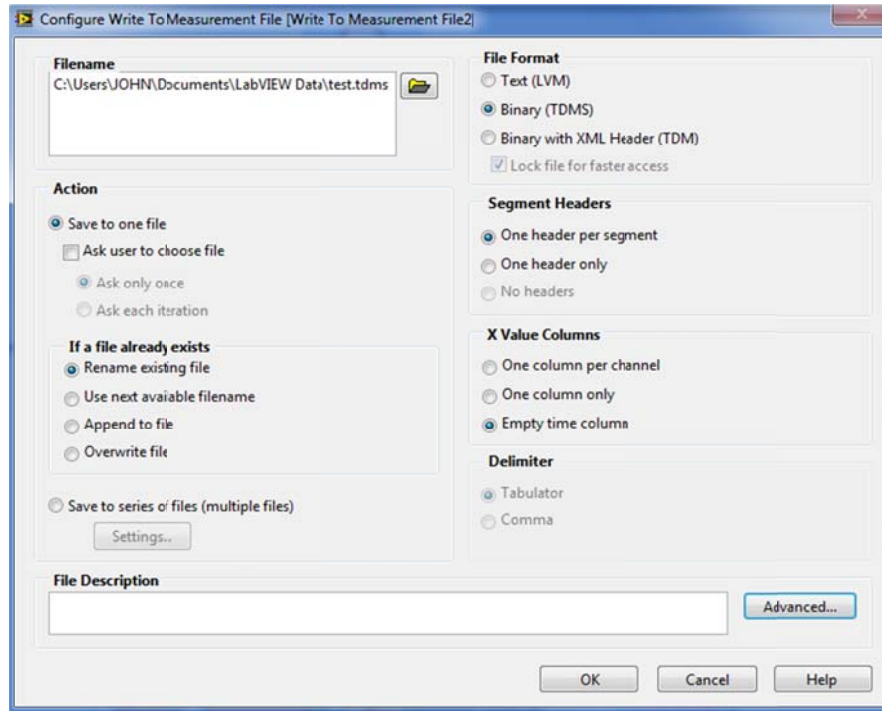
Figura 62. Ventana de configuración power spectrum.



Fuente: Los autores.

Para la configuración del bloque Write To measurement encargado de exportar los datos a Excel se debe tener en cuenta el formato con la extensión especificada para luego poderse abrir desde Excel, y de esta forma obtener los datos generados por los espectros ya sea de aceleración, velocidad o desplazamiento con sus correspondientes valores de frecuencia y amplitud.

Figura 63. Configuración del bloque Write To Measurement.

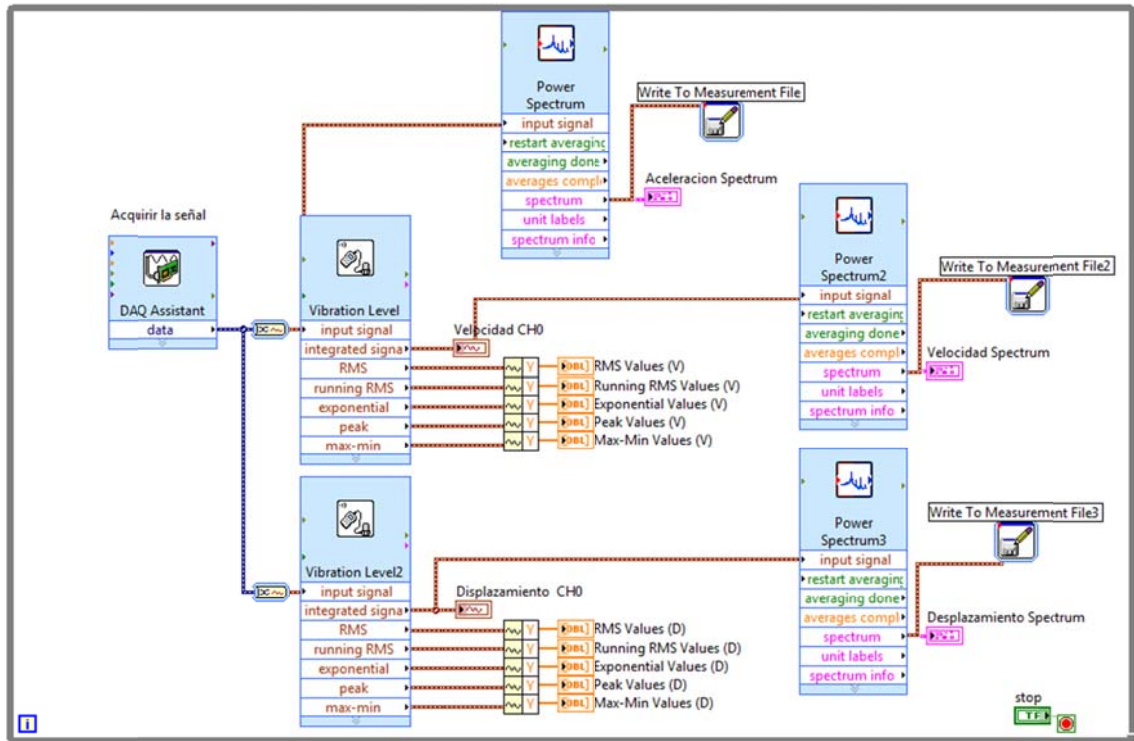


Fuente: Los autores.

5.2.4 Diagrama de bloques.

El diagrama de bloques realizado para realizar la óptima adquisición de las señales vibratorias se observa en la siguiente figura.

Figura 64. Diagrama de bloques.



Fuente: Los autores.

5.2.5 Base de datos Excel.

El programa desarrollado permite exportar los datos del espectro en un archivo con extensión Excel, dentro del reporte generado se observa la fecha y hora del reporte, además muestra las unidades en las cuales se está trabajando, y lo más importante, tabula los datos de espectro como lo es la frecuencia en las abscisas y la amplitud en las ordenadas, los datos muestreados van desde 0 Hz con incrementos de frecuencia de 1 Hz hasta la frecuencia de muestreo, como se muestra en la siguiente tabla.

Tabla 10. Reporte generado por LabVIEW a Excel.

| Data Type | Frequency Spectrum, Power Linear |
|------------------------|-------------------------------------|
| Date | 17/01/2013 |
| Time | 11:29:14 |
| Y_Unit_Label | Power (mm^2 rms) |
| X_Dimension | Frequency (Hz) |
| X0 | 0,00E+00 |
| Delta_X | 1 |
| ***End_of_Header*** | |
| X_Value | spectrum 1 |
| 0 | 0,004606 |
| 1 | 0,020855 |
| 2 | 0,007218 |
| 3 | 0,000205 |
| . | . |
| . | . |
| Frecuencia de muestreo | 8,19E-05 |

Fuente: Excel.

6. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE.

En base al estudio previo, donde se estudió cada uno de los elementos y se evaluaron parámetros como: material, dimensionamiento geométrico, aspectos económicos, resistencia, se efectúa a continuación el proceso de construcción.

El presente capítulo ilustra el proceso de construcción de cada una de las partes que son participes del banco de pruebas de vibraciones mecánicas, detalla aspectos de maquinado y otros proceso para la fabricación del mismo, muestra el buen estado de los elementos con sus respectivos acabados, y finalmente se realiza el proceso de ensamblaje.

6.1 MAQUINAS UTILIZADAS.

Las máquinas herramientas utilizadas para realizar las operaciones de manufactura como taladrado, torneado, prensado y cortado mostradas a continuación se realizaron en talleres privados, así como de talleres pertenecientes a las instalaciones de la universidad industrial de Santander, la fabricación de los elementos del banco de pruebas se realizaron cumpliendo las geometrías en los planos del Anexo A para ser inspeccionados, detallados y realizados por los estudiantes ejecutores y en casos ajenos de los operarios a cargo.

Figura 65. Taladro de árbol.



Fuente: Los autores.

Figura 66. Prensa hidráulica.



Fuente: Los autores.

Figura 67. Torno.



Fuente: Los autores.

Figura 68. Sierra mecánica.



Fuente: Los autores.

Equipo de soldadura.

Para aplicar soldadura se utilizó el equipo de soldadura eléctrica por arco, para realizar uniones permanentes de la estructuras, realizado en las instalaciones de la Universidad Industrial de Santander, en la escuela de ingeniería mecánica.

Figura 69. Equipo soldador.



Fuente: Los autores.

Equipos para pintura.

Se realizaron trabajos con pintura metálica mediante un compresor de aire ubicado en el taller de manufactura de la escuela de ingeniería mecánica, el equipo implementado se muestra a continuación.

Figura 70. Compresor de aire.



Fuente: Los autores.

Recubrimiento.

Se realizaron procesos de recubrimiento como galvanizado y niquelado ejecutados en la empresa **Electroquímica S.A** ubicada en el sector industrial de la ciudad de Bucaramanga, esta empresa se encargada de realizar pintura electroquímica sobre cualquier superficie metálica bajo estándares de calidad, para evitar el posible deterioro de las superficies intervenidas como consecuencia de la corrosión.

6.2 SISTEMA SOPORTE.

El sistema soporte se encuentra configurado por cuatro elementos del banco de pruebas como: Mesón de laboratorio, soporte madera, almohadilla de goma y lámina metálica, donde a continuación se da detalles de cada uno de ellos.

Mesón de laboratorio.

La estructura principal está constituida por un mesón de laboratorio, el mesón consta de dos columnas cada una de 1,2 m de altura, 0,12 m de ancho y 0,73 m de largo, el cual van unidos en su parte superior por medio de un bloque de concreto de (0,10 m de alto, 1,30m de ancho y 0,73m de largo).

Se realizaron perforaciones en la parte superior del mesón con el propósito de anclar el banco de pruebas para realizar un sistema de sujeción por medio de 6 pernos de 1/2", ubicados transversalmente a la mesa.

Figura 71. Mesón del banco de pruebas.



Fuente: Los autores.

Lámina metálica, Soporte madera, almohadilla de goma.

Para el diseño de la lámina metálica se evaluaron alternativas relacionadas a la geometría del banco de pruebas, el cual incluía la ubicación espacial de los componentes, como conclusión arrojó una configuración de (40X70) cm realizada en lámina de acero HR calibre 3/16", en la parte interior se realizaron orificios de 1/2" de diámetro para el anclaje de los soportes de los sistemas de

desalineamiento, desbalanceo y paso de dientes, finalmente se aplicó una capa de pintura metálica negra.

Figura 72. Lámina metálica.



Fuente: Los autores.

El soporte del banco va acompañado de una base de madera triple de 44cm de ancho, 73 de largo y 2 cm de espesor, con el propósito de anclar el sistema al mesón rígido, posteriormente se realizaron orificios de 1/2" para la unión de los elementos, finalmente se realiza el acabado de la madera mediante el enchape de cantos para sellar completamente la superficie de la misma.

Figura 73. Soporte madera.



Fuente: Los autores.

Entre la lámina metálica y soporte madera se instala una almohadilla de goma, la función principal es aislar la vibración del sistema evitando posibles alteraciones en los datos adquiridos, al tiempo minimizar las imperfecciones de nivel, la almohadilla tiene como dimensiones 70x40 cm, fue adquirida de color negro y posee una superficie acanalada repetitiva, finalmente se realizaron agujeros para interconectarla con el sistema de soporte.

Figura 74. Almohadilla de goma.



Fuente: Los autores.

6.3 SISTEMA DE DESALINEAMIENTO.

El sistema de desalineamiento está conformado por tres elementos del banco de pruebas como: Niveladores verticales, placa base motor, apoyo motor, a continuación se da detalles de cada uno de ellos.

Figura 75. Sistema de desalineamiento.



Fuente: Los autores.

Niveladores verticales.

Los niveladores verticales están conformados por tornillos y tuercas, los tornillos se realizó tomando como base tornillos de la industria denominados todo rosca de un metro de longitud, $\frac{1}{2}$ " de diámetro y paso 2 mm de acero inoxidable, posterior a su adquisición se realizó el proceso de cortado mediante una sierra mecánica para obtener las dimensiones requeridas para el banco.

Los principales elementos de ajuste son 16 tuercas de acero inoxidable, son los elementos que gradúan el grado de desalineamiento y consigo el grado de severidad, se encuentran ubicadas de la siguiente manera: cuatro tuercas en cada nivelador vertical, dos de las cuales se ubican en lados opuestos de la placa base motor y las otras dos, en lados opuestos de la lámina metálica.

Figura 76. Niveladores verticales.



Fuente: Los autores.

Placa base motor.

La placa base motor fue construida de acero HR de (40X70) cm de calibre $\frac{1}{2}$ ", la función principal es dar soporte al motor, se realizaron cuatro orificios de $\frac{1}{2}$ " de diámetro dispuestos en cada uno de sus extremos mediante un taladro vertical para permitir el movimiento en la dirección vertical e inducir el desalineamiento, finalmente se realiza el pintado de la superficie de color negro.

Figura 77. Placa base motor.



Fuente: Los autores.

Apoyo motor.

Los apoyos del motor están formados por ángulos y bujes, a continuación se realizaron cordones de soldadura entre el buje y los ángulos para formar el apoyo, finalmente se realizaron orificios de 1/4" de diámetro ubicados en los extremos de la base del mismo para permitir la sujeción con la base del motor.

Figura 78. Apoyo motor.

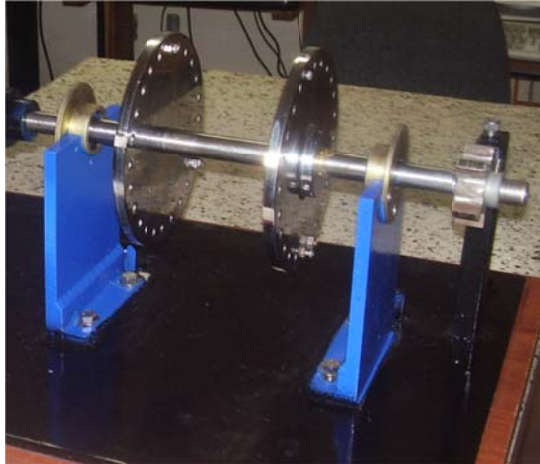


Fuente: Los autores.

6.4 SISTEMA DE DESBALANCEO Y PASO DE DIENTES.

El sistema de desbalanceo y paso de dientes está conformado por cuatro elementos del banco de pruebas como: soporte, chumacera, eje, volante, a continuación se da detalles de cada uno de ellos.

Figura 79. Sistema de desbalanceo y paso de dientes.



Fuente: Los autores.

Soporte

Los soportes están formados de acero HR, mediante la unión soldada de dos sesiones rectangulares en su parte inferior, con dimensiones establecidas en el Anexo A, en la parte superior se realizó un corte semicircular mediante el cual da soporte a la chumaceras, posteriormente se realizaron tres orificios de $\frac{1}{4}$ " de diámetro alrededor de la zona semicircular, finalmente se realizó el pintado de la superficie de color azul.

Figura 80. Soporte.



Fuente: Los autores.

Chumaceras.

Las chumaceras fueron diseñadas de acero HR mediante operaciones de mecanizado relacionado con cilindrado, posterior al mecanizado de la pieza se realizaron tres orificios con sus respectivos avellanados ubicados en la parte superior equidistantes a 90 grados, finalmente se realizó un galvanizado en la superficie en cada uno de los apoyos para evitar el posible deterioro producto de la corrosión, como se muestra a continuación.

Figura 81. Chumaceras.



Fuente: Los autores.

Eje Principal.

El eje principal fue diseñado de acero AISI SAE 1045, se realizaron operaciones de cilindrado para cumplir con el diseño predeterminado según el Anexo A, finalmente se realizaron los orificios donde se ubican los prisioneros que mantendrán unidos los elementos que en el intervienen.

Figura 82. Eje principal.



Fuente: Los autores.

Volantes.

Los volantes se construyeron de acuerdo al diseño predeterminado, en el proceso de fabricación se utilizó una torno para las operación de cilindrado tanto para el cubo como para el alma del volante, posterior a esto, se realizaron orificio ubicado a 15 grados uno con respecto al otro, por medio de un taladro vertical, y finalmente se realizó un niquelado en las superficies de cada uno de ellos.

Figura 83. Volantes.



Fuente: Los autores.

Engranaje.

El material del engranaje es de acero 1045, está fabricado con 5 dientes, se realizaron procesos de cilindrado para crear un buje y así facilitar el agarre del mismo al eje, finalmente se realizó un galvanizado de toda la superficie.

Figura 84. Engranaje.



Fuente: Los autores.

6.5 ENSAMBLE.

El banco de pruebas fue diseñado de tal forma que permita el ensamble y despiece de todos los componentes que hacen parte de su construcción de forma fácil, requiere de herramientas convencionales como llave bristol y llaves mixtas, permite modificar cualquiera de los sistemas anteriormente detallados ya sea para operaciones de mantenimiento o futuras mejoras a realizar, el tiempo aproximado en el ensamble de todo el sistema es 45 minutos, finalmente se muestra a continuación.

Figura 85. Ensamble del banco de pruebas vista superior.



Fuente: Los autores.

Figura 86. Ensamble del banco de pruebas vista isometrica.



Fuente: Los autores.

6.6 PRESUPUESTO.

El banco de pruebas de vibraciones mecánicas está construido con materiales y elementos obtenidos en el mercado nacional e internacional, aunque algunos elementos se contaban por gestiones realizadas por medio del director de proyecto así como de la escuela de ingeniería mecánica de esta institución, se notificara en el presupuesto, así como la mano de obra imprecisa ejecutada por los autores del proyecto, como también la mano de obra privada, materiales, y elementos mecánicos, entre otros, con el propósito de evaluar económicamente el banco de pruebas. A continuación se da a conocer los costos en la realización del proyecto de grado, que incluye lo anteriormente nombrado, Ver tabla 11.

Tabla 11. Presupuesto.

| PRESUPUESTO | | | |
|--|-----------------------------------|---------------------|------------------|
| Cant. | Descripción | Valor unitario (\$) | Valor total (\$) |
| Plataformas de trabajo | | | |
| 1 | Lámina metálica | 50000 | 50000 |
| 1 | Soporte madera | 20000 | 20000 |
| 6 | Tornillos 1/2 | 3500 | 21000 |
| 1 | Almohadilla de goma | 6000 | 6000 |
| 6 | Tapones de goma | 2500 | 15000 |
| | Subtotal | | 112000 |
| Sistema de desalineamiento | | | |
| 1 | Motor | 320000 | 320000 |
| 4 | Tornillos inoxidables niveladores | 3500 | 14000 |
| 1 | Placa base motor | 15000 | 15000 |
| 2 | Apoyo motor | 15000 | 30000 |
| 1 | Acople | 16000 | 16000 |
| | Subtotal | | 395000 |
| Sistema de desbalanceo y paso de dientes. | | | |
| 1 | Eje principal | 40000 | 40000 |
| 2 | Soporte | 15000 | 30000 |

| | | | |
|---|------------------------------|---------|----------------|
| 2 | Chumaceras | 30000 | 60000 |
| 2 | Rodamientos | 12000 | 24000 |
| 2 | Volantes | 100000 | 200000 |
| 1 | Engranaje | 10000 | 10000 |
| 1 | Lamina suncho | 6000 | 6000 |
| | Subtotal | | 370000 |
| Sistema de adquisición de datos. | | | |
| 1 | Sensor de aceleración | 1300000 | 1300000 |
| 1 | tarjeta Nationals instrument | 4471000 | 4471000 |
| 1 | Chasis NI USB 9162 | 744000 | 744000 |
| | Subtotal | | 6515000 |
| Acabados, tornillería y partes. | | | |
| 3 | Pinturas | 18000 | 43000 |
| 1 | Pintura anticorrosiva | 10000 | 10000 |
| 2 | Niquelado | 12500 | 25000 |
| 2 | Galvanizado | 5000 | 10000 |
| 25 | Tornillería acero inoxidable | 25000 | 25000 |
| | Tornillería M5 | 9000 | 9000 |
| 3 | Brocas de tungsteno | 20000 | 20000 |
| | Mano de obra imprevista | 100000 | 200000 |
| | subtotal | | 342000 |
| | Total | | 7734000 |

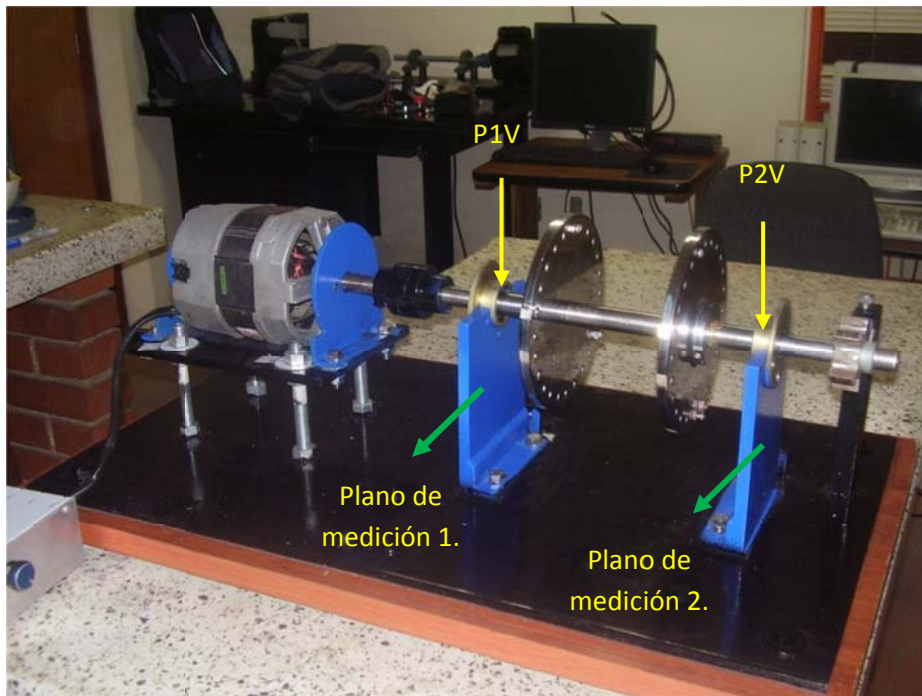
Fuente: Los autores.

7. PRUEBAS Y RESULTADOS.

7.1 METODOLOGIA.

Con el objetivo de visualizar las señales características de las fallas a inducir, se hace necesario identificar los puntos de medición en la cual se lleva a cabo la experimentación.

Figura 87. Puntos de medición.



Fuente: Los autores.

No todas las fallas serán medidas en todos los puntos de medición, ya que las señales más representativas de las mismas se evidencian en los planos más cercanos al lugar en el que se inducen, además el sentido de medición depende del tipo de falla a evaluar.

Tabla 12. Tipo de fallas y puntos de medición.

| Tipo de Falla. | Puntos de medición. |
|-----------------------|----------------------------|
| Estado normal. | P1V, P2V. |
| Desequilibrio másico. | P1V, P2V. |
| Desalineamiento. | P1V. |
| Paso de dientes. | P2V. |
| Todas las fallas | P1V, P2V. |

Fuente: Los autores.

Posterior a identificar los puntos de medición, se hace necesario realizar las respectivas pruebas, pero para ello se inducen las fallas de acuerdo al procedimiento descrito en el capítulo 4.2.1 posterior a ello, se realiza el muestreo de la señal en dominio de frecuencia en el programa LabVIEW, el rango de frecuencia a utilizar para la experimentación es de 350 HZ lo que permite incluir hasta los 10 armónicos de las frecuencias de las fallas.

Además aunque el banco de pruebas está diseñado para simular las tres fallas características a distintas velocidades debido que se instaló un variador de velocidad, las pruebas mostradas a continuación se llevó a cabo a 1800 rpm, para observar las diferencias de cada una de ellas sujetas a la misma velocidad.

Las pruebas a realizar serán las siguientes:

- Prueba 1: Banco de pruebas en estado normal.
- Prueba 2: Falla desequilibrio másico.
- Prueba 3: Falla de desalineamiento.
- Prueba 4: Falla de paso de dientes.
- Prueba 5: Todas las fallas.

Aunque el software en LabVIEW está diseñado para muestrear la señal en dominio de frecuencia tanto en Desplazamiento, velocidad y aceleración, las pruebas a realizar se visualizaran en velocidad y desplazamiento, ya que por razones de muestreo de la señal son los dos parámetros en los cuales se puede visualizar de manera idónea la falla.

Posterior a la medición de las señales, se visualizaran las tablas de datos suministradas por el programa en LabVIEW exportados a Excel del muestreo del espectro en desplazamiento, aunque la captación está diseñada para adquirir los datos hasta el rango de muestreo de la señal, se ilustrará una muestra de once datos de la señal particular en cada prueba realizada.

Tabla 13. Tabla de datos.

| X_Value | spectrum |
|---------|----------|
| 0 | 4,829286 |
| 1 | 13,38451 |
| 2 | 8,603038 |
| 3 | 1,086531 |
| 4 | 0,500422 |
| 5 | 0,048852 |
| 6 | 0,005155 |
| 7 | 0,040953 |
| 8 | 0,001055 |
| 9 | 0,010741 |
| 10 | 0,014572 |

Fuente: Los autores.

7.2 DESARROLLO DE PRUEBAS.

Prueba 1: Banco de pruebas en estado normal.

Posterior a la construcción tanto del banco de pruebas como del software en el programa LabVIEW, siendo las dos herramientas necesarias para generar y visualizar las tres fallas mencionadas en el transcurso del proyecto, se prosigue a realizar las pruebas pertinentes para verificar la generación de las mismas.

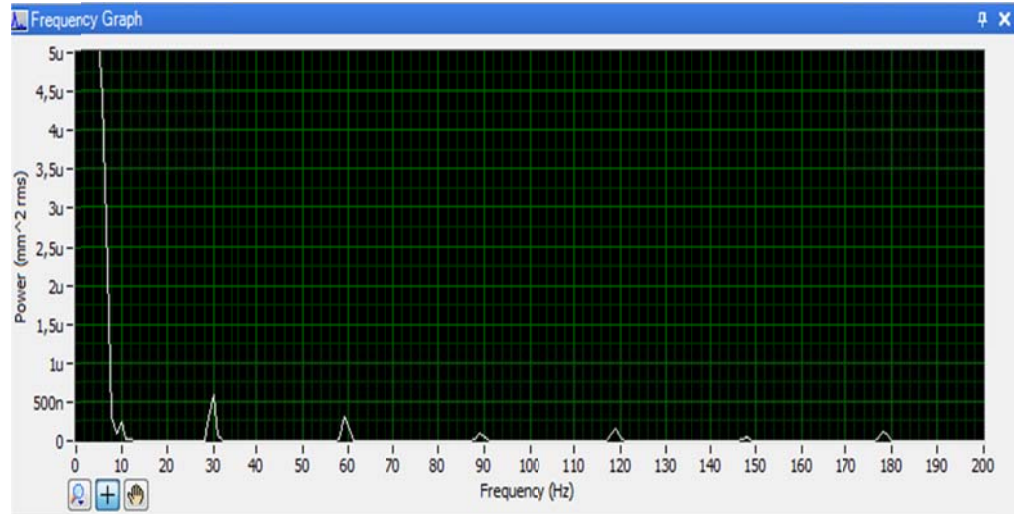
Para realizar las pruebas del banco se hace necesario evidenciar el estado que se encuentra bajo ninguna acción de las fallas a inducir, con el propósito de evidenciar el buen estado del mismo, por tal razón se hizo necesario minimizar el nivel de vibración del banco de pruebas mediante el ajuste de sus elementos como: alineación, nivelación y lubricación de los mismos.

Los ajustes anteriormente mencionados se realizan en base a los datos arrojados por el dispositivo analizador, el cual permite obtener la magnitud de la señal vibratoria de manera exacta, al implementar esta herramienta se logró reducir la magnitud de la señal hasta unas micra de amplitud.

Una vez realizado los respectivos ajustes, se evidencia el comportamiento del banco en estado normal, visualizado el espectro en la interfaz realizada en LabVIEW, para su posterior comparación con las fallas a inducir.

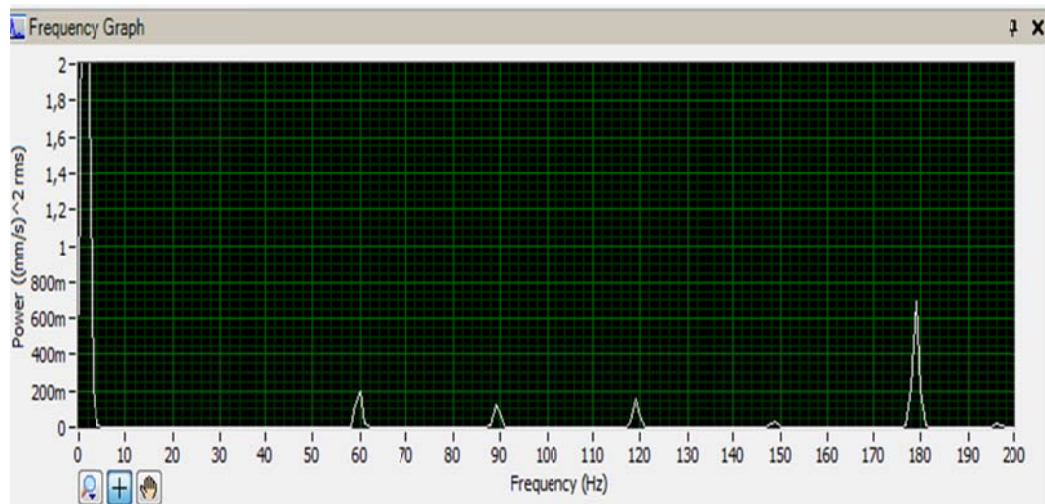
Plano 1.

Figura 88. Espectro en Desplazamiento plano 1 del banco en buen estado.



Fuente: Los autores.

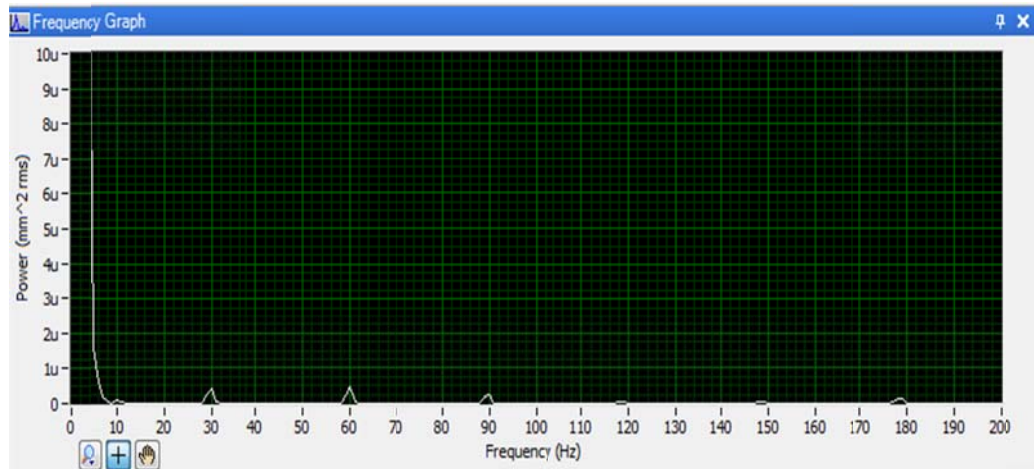
Figura 89. Espectro en velocidad plano1 del banco en buen estado.



Fuente: Los autores.

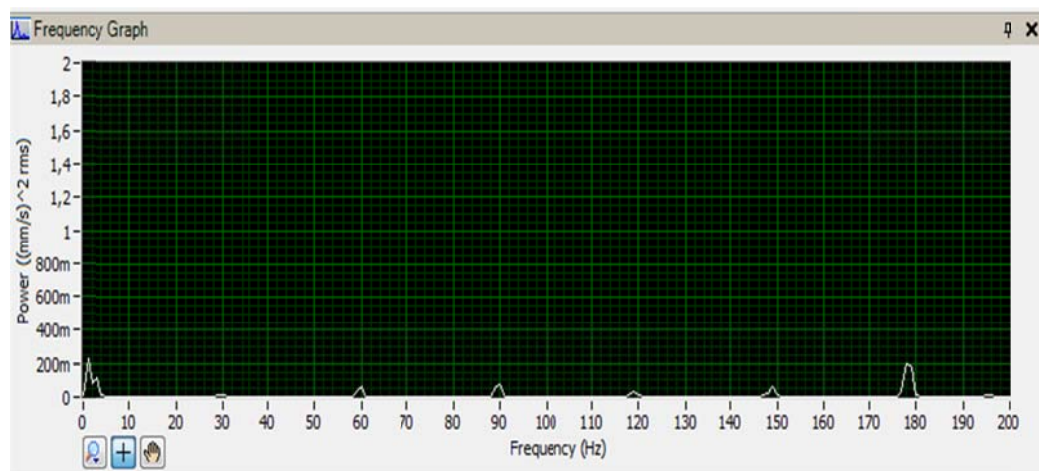
Plano 2.

Figura 90. Espectro en Desplazamiento plano 2 del banco en buen estado.



Fuente: Los autores.

Figura 91. Espectro en velocidad plano 2 del banco en buen estado.



Fuente: Los autores.

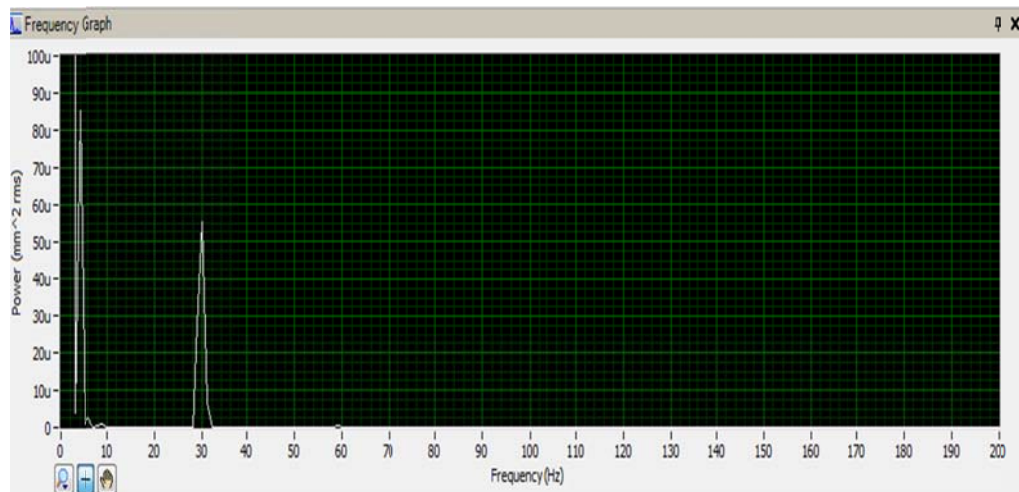
Como es de esperarse, ninguna maquina presenta niveles de vibración cero, por el contrario presenta una mínima magnitud de la señal vibratoria característica del sistema, al analizar el espectro del banco en buen estado, se encuentra la máxima magnitud de la señal al 1X alrededor de 0,5 micras cuadradas, indicando un posible desbalanceo.

- **Prueba 2: Falla desequilibrio másico.**

A continuación se muestra la señal característica de un desequilibrio másico ejercido en el banco de pruebas por la acción de masas desbalanceadoras ubicadas en los planos de corrección, el espectro correspondiente es tomado en los puntos de medición P1V Y P2V.

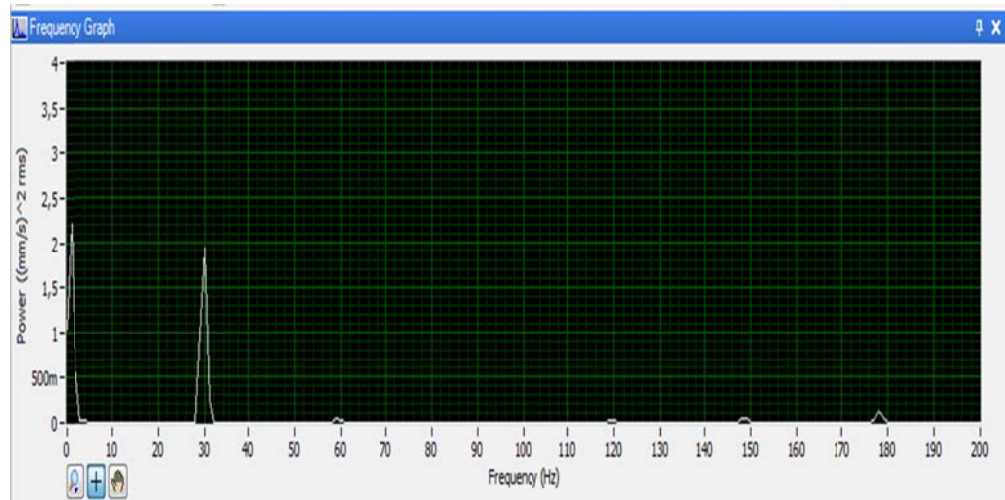
Plano 1.

Figura 92. Espectro desequilibrio másico en desplazamiento plano 1.



Fuente: Los autores.

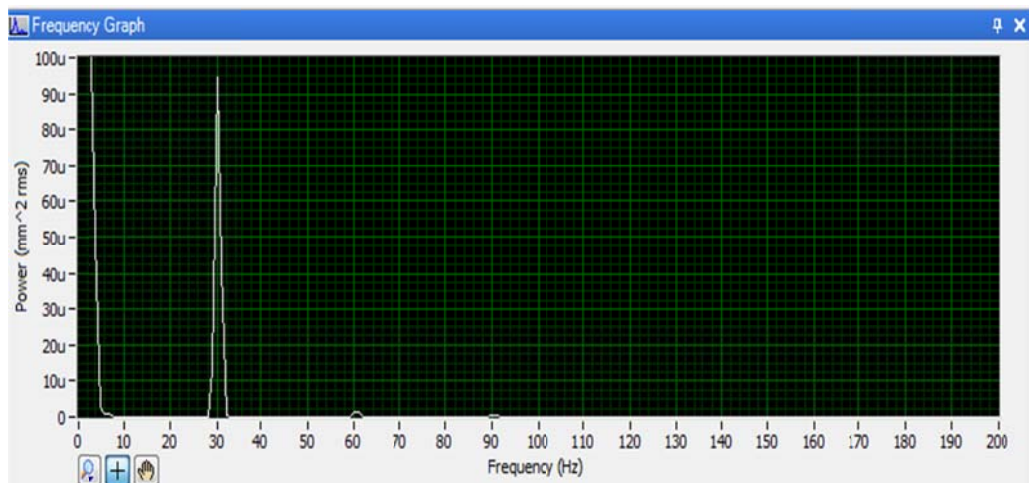
Figura 93. Espectro de desequilibrio másico en velocidad plano 1.



Fuente: Los autores.

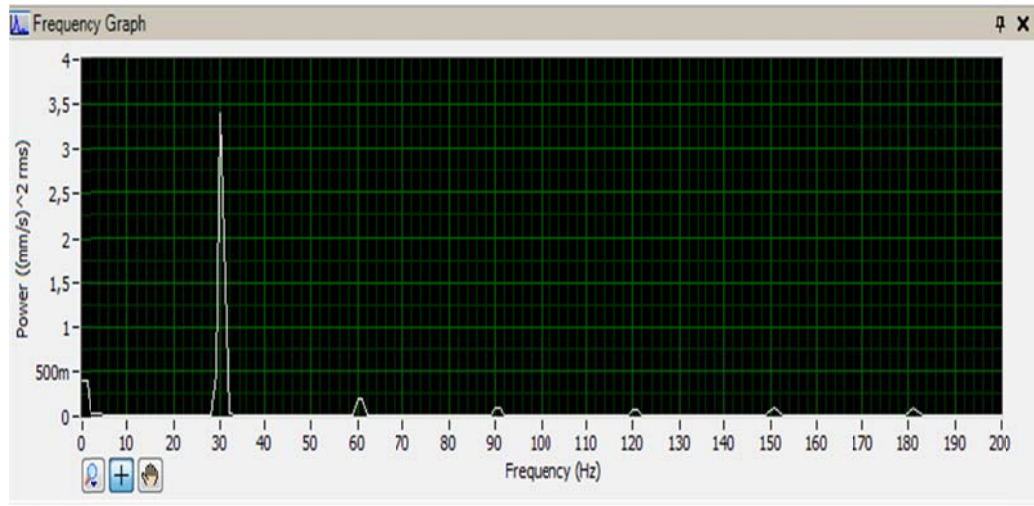
Plano 2.

Figura 94. Espectro de desequilibrio másico en desplazamiento plano 2.



Fuente: Los autores.

Figura 95. Espectro de equilibrio másico en velocidad plano 2.



Fuente: Los autores.

Los datos arrojados para esta prueba muestra el comportamiento esperado con un pico pronunciado a 30 Hz que es la velocidad de giro del motor equivalente al 1X con magnitudes de 52 y 85 micras cuadradas en los planos de medición 1 y 2, el cual es el pico característico del tipo de falla.

A continuación la tabla 13 muestra los 11 datos muestreados más representativo en el plano 1, visualizando los datos desde los 25 hasta los 35 Hz con las respectivas magnitudes en micras de la señal, se puede observar el pico máximo a 30 Hz equivalente al 1X con magnitud de 52,8 micras cuadradas.

Tabla 14. Tabla de datos desequilibrio másico.

| X_Value | spectrum 1 |
|---------|------------|
| 25 | 2,00E-10 |
| 26 | 4,74E-10 |
| 27 | 2,00E-09 |
| 28 | 1,48E-07 |
| 29 | 2,27E-05 |
| 30 | 5,28E-05 |
| 31 | 7,03E-06 |
| 32 | 7,37E-08 |
| 33 | 1,19E-16 |
| 34 | 1,25E-09 |
| 35 | 1,76E-10 |

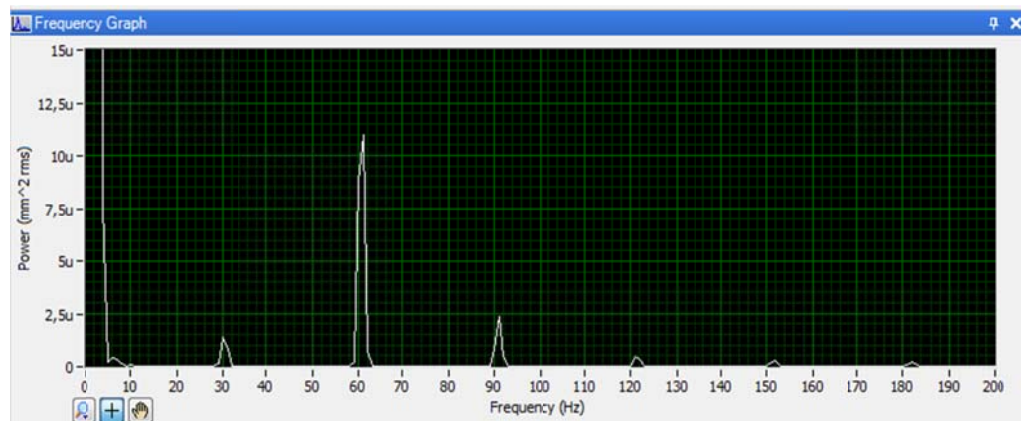
Fuente: Los autores.

- **Prueba 3: Falla de desalineamiento.**

A continuación se muestra la señal característica de un desalineamiento paralelo ejercido en el banco de pruebas por la acción de cuatro tornillos niveladores, el espectro correspondiente es tomado en el plano 1 en el punto de medición P1V.

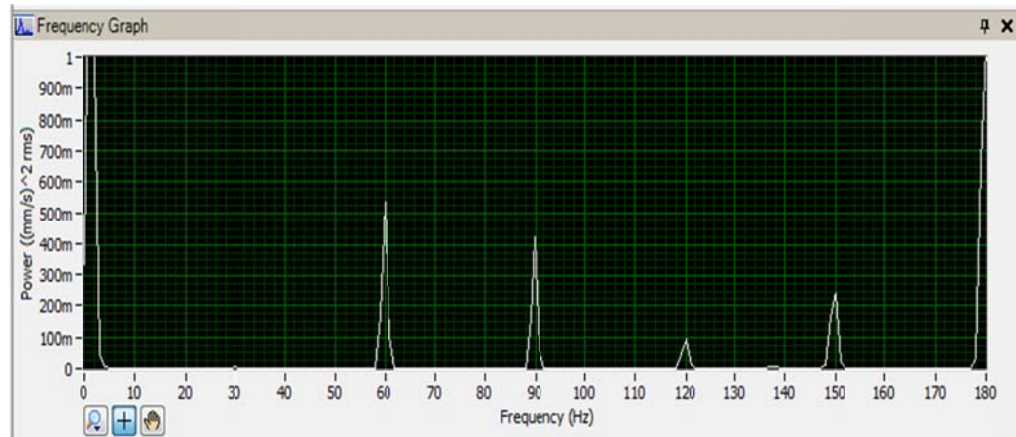
P1V.

Figura 96. Espectro desalineamiento en desplazamiento.



Fuente: Los autores.

Figura 97. Espectro desalineamiento en velocidad.



Fuente: Los autores.

Las figuras 78 y 79, muestran el comportamiento de la señal en el P1V, donde evidencia claramente la presencia de los armónicos al 1X, 2X y 3X con magnitudes 1, 11.4 y 2.5 micras cuadradas, estas coinciden con el espectro característico de la falla, ya que en la dirección vertical el desalineamiento se evidencia con pico pronunciado a 2 veces la frecuencia del sistema y el diagnostico de desalineamiento está basado a picos pronunciados al 2X.

A continuación la tabla 14 muestra los 11 datos muestreados más representativo en el plano 1, visualizando los datos desde los 55 hasta los 65 Hz con las respectivas magnitudes en micras de la señal, se puede observar el pico máximo a 60 Hz equivalente al 2X con magnitud de 11,4 micras cuadradas.

Tabla 15. Tabla de datos desalineamiento.

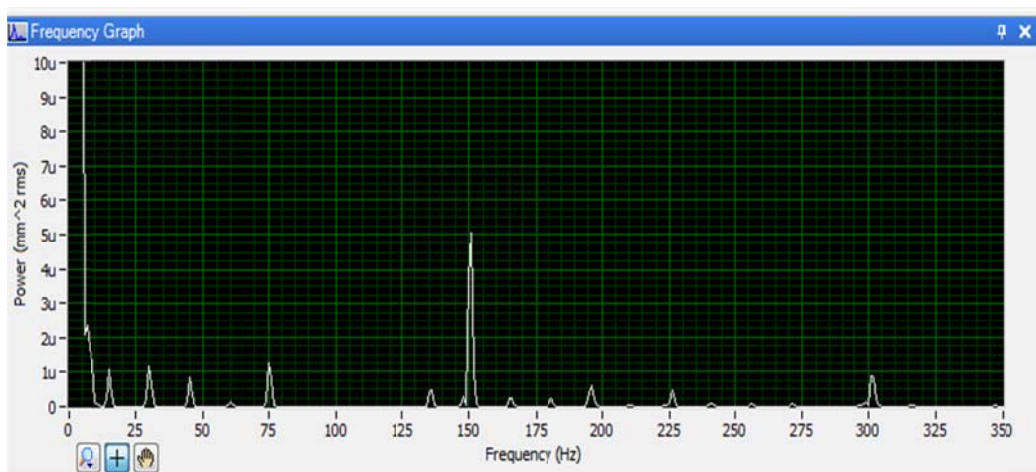
| X_Value | spectrum 1 |
|---------|------------|
| 55 | 1,68E-11 |
| 56 | 1,95E-10 |
| 57 | 2,44E-11 |
| 58 | 1,46E-09 |
| 59 | 2,02E-08 |
| 60 | 1,14E-05 |
| 61 | 4,31E-06 |
| 62 | 1,42E-08 |
| 63 | 1,46E-09 |
| 64 | 6,48E-10 |
| 65 | 2,40E-10 |

Fuente: Los autores.

- **Prueba 4: Paso de dientes.**

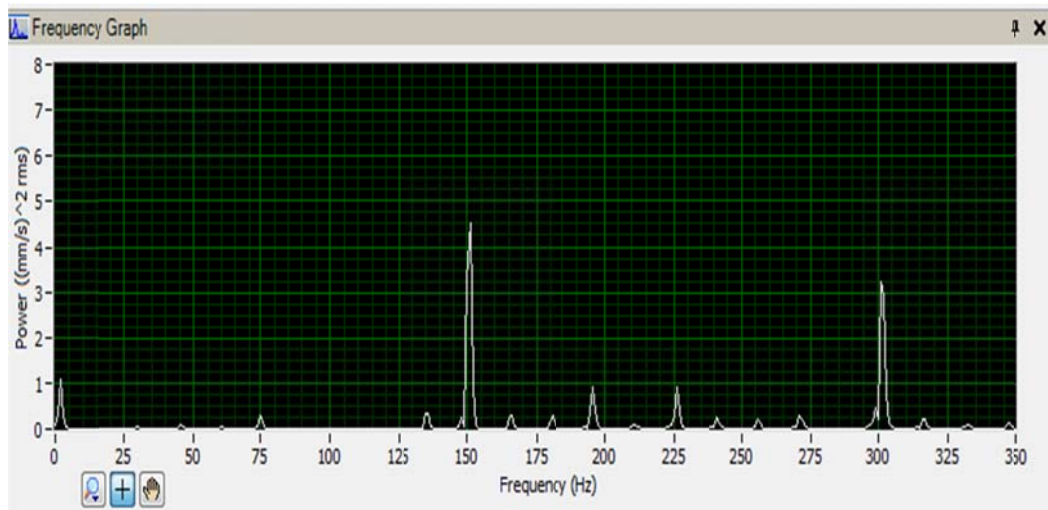
A continuación se muestra la señal característica de paso de dientes ejercido en el banco de pruebas por la restricción ejercida a un engranaje, el espectro correspondiente es tomado en el plano 2, en el puntos de medición P2V.

Figura 98. Espectro pasó de dientes en desplazamiento.



Fuente: Los autores.

Figura 99. Espectro pasó de dientes en velocidad.



Fuente: Los autores.

Al analizar el espectro se observa que la frecuencia predominante es 5 veces la frecuencia de giro del motor, la cual es generada por la restricción ejercida por el engranaje de 5 dientes evidenciada al 5X, a la vez muestra a una magnitud considerable a una frecuencia de 300 Hz siendo el segundo armónico de la falla, además se evidencian picos en el muestreo de la señal pero es inducida por la generación de ruido característica de la falla pero con magnitudes insignificantes.

A continuación la tabla 15 muestra los 11 datos muestreados más representativo en el plano 2, visualizando los datos desde los 145 hasta los 155 Hz con las respectivas magnitudes en micras de la señal, se puede observar el pico máximo a 150 Hz equivalente al 5X con magnitud de 5,043 micras cuadradas.

Tabla 16. Tabla de datos paso de dientes.

| X_Value | spectrum |
|---------|----------|
| 145 | 0,000388 |
| 146 | 0,000551 |
| 147 | 0,001053 |
| 148 | 0,021393 |
| 149 | 0,106348 |
| 150 | 5,043664 |
| 151 | 1,035681 |
| 152 | 0,040548 |
| 153 | 0,000122 |
| 154 | 0,000453 |
| 155 | 1,39E-05 |

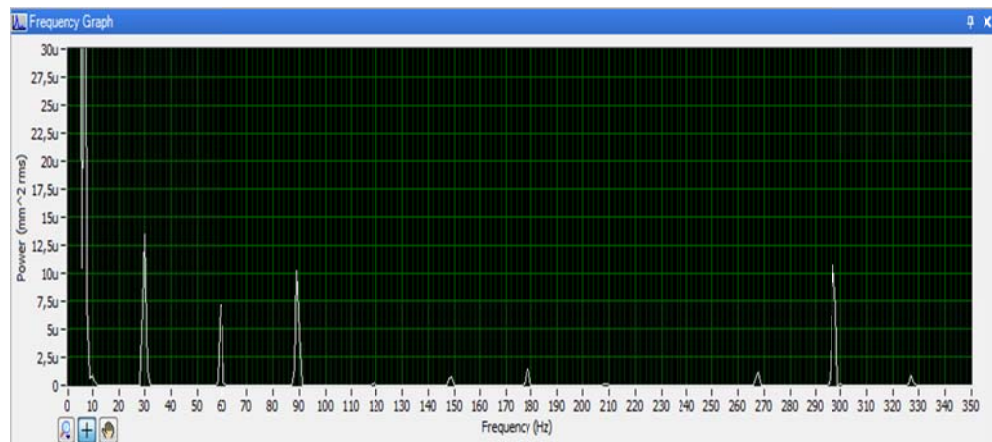
Fuente: Los autores.

- **Prueba 5: Todas las fallas.**

Esta prueba se realizó a través del banco de pruebas induciendo todas las fallas, a continuación se muestra los espectros de la señal, medidos en los plano 1 y 2 en los puntos de medición P1V Y P2V.

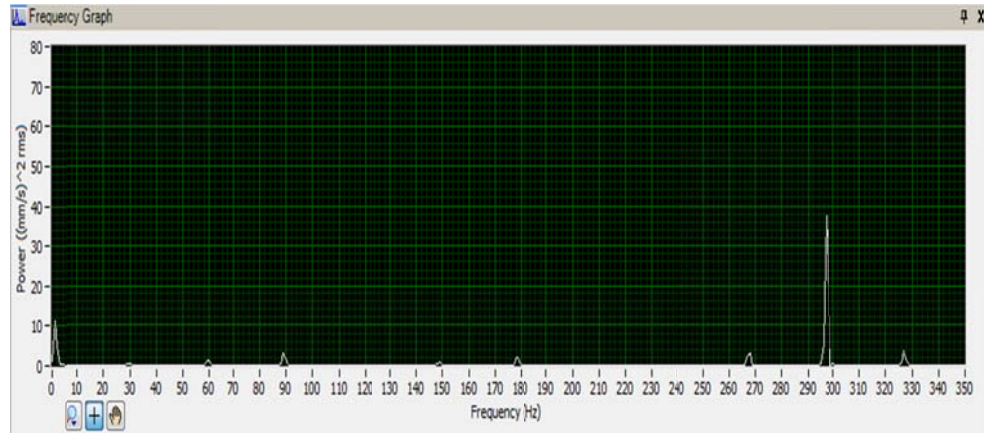
Plano 1.

Figura 100. Espectro total inducido en desplazamiento plano 1.



Fuente: Los autores.

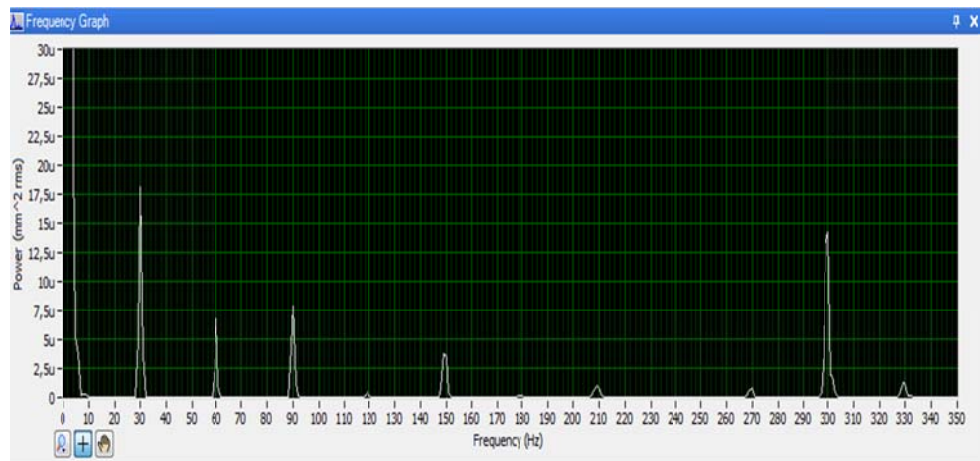
Figura 101. Espectro total inducido en velocidad plano 1.



Fuente: Los autores.

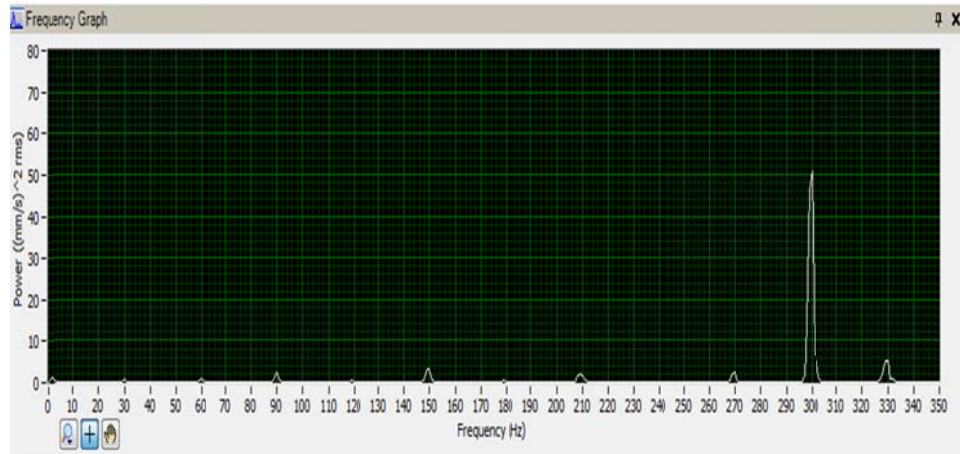
Plano 2.

Figura 102. Espectro total inducido en desplazamiento plano 2.



Fuente: Los autores.

Figura 103. Espectro total inducido en velocidad plano 2.



Fuente: Los autores.

Al inducir todas las fallas se observan en los espectros las señales de interés a 30, 60, 90, 150 y 300 Hz equivalente al 1X, 2X, 3X, 5X y 10X de la velocidad de giro del motor, con magnitudes en el plano 1 de 13.7, 7.4, 10, 2 y 10.7 micras cuadradas, y en el plano 2 de 18, 6.5, 7.5, 4.4 y 14.5 micras cuadradas respectivamente, al analizar cada uno de ellos se observa lo siguiente:

- La señal al 1X representa claramente el desbalanceo inducido tanto en el plano 1 como en el 2 debido que los puntos de medición se encuentran cercanos a los planos de corrección.
- Como es de esperarse la señal del desalineamiento se evidencia con un pico pronunciado al 2X, este es más representativo en el plano 1 debido al lugar donde se induce la falla.
- Finalmente se presenta picos producto del paso de dientes visualizados al 5X con su respectivo armónico al 10X equivalente al 2X de paso de dientes, esta señal se evidencia mejor en el plano 2 ya que es el punto de medición más cercano en el que se induce la falla.

Las señales descritas para esta prueba muestran el comportamiento esperado con los picos característicos de cada una de las señales de interés, además se evidencia la generación simultánea de las fallas en los dos planos de medición.

A continuación la tabla 16 muestra los 25 datos más representativos en el plano 1, se observa el pico máximo de la señal a 30, 60, 90, 150 y 300 Hz equivalente al 1X, 2X, 3X, 5X Y 10X.

Tabla 17. Tabla de datos total inducido.

| X_Value | spectrum 1 |
|---------|------------|
| 28 | 3,49E-09 |
| 29 | 2,04E-06 |
| 30 | 1,40E-05 |
| 31 | 6,08E-06 |
| 32 | 2,33E-08 |
| 58 | 2,77E-09 |
| 59 | 8,11E-07 |
| 60 | 6,65E-06 |
| 61 | 6,65E-06 |
| 62 | 1,21E-07 |
| 88 | 2,10E-08 |
| 89 | 3,79E-07 |
| 90 | 1,07E-05 |
| 91 | 5,62E-07 |
| 92 | 5,76E-08 |
| 148 | 5,40E-10 |
| 149 | 1,19E-08 |
| 150 | 9,79E-07 |
| 151 | 2,23E-07 |
| 152 | 6,60E-09 |
| 298 | 2,54E-07 |
| 299 | 4,32E-06 |
| 300 | 1,39E-05 |
| 301 | 3,02E-06 |
| 302 | 2,41E-07 |

Fuente: Los autores.

8. CONCLUSIONES.

- Se diseñó y construyó un banco de pruebas experimental capaz de reproducir de forma clara tres fallas características: Desalineamiento, desbalanceo y paso de dientes, permite realizar experimentaciones con distintos grados de severidad de la misma, convirtiéndose en una herramienta importante para el proceso de formación de los estudiantes de ingeniería mecánica.
- Se adquirió la señal de vibración de las fallas de interés, por medio de un hardware de fácil manejo a través de un sensor piezoeléctrico Bruel & Kjaer 4513 para el posterior tratamiento de la señal por medio de una tarjeta de adquisición de datos National instrument 9234, obteniendo medidas confiables y precisas.
- Se implementó una herramienta para monitorear las señales en dominio de frecuencia en LabVIEW tanto en velocidad como en desplazamiento, además permite medir, almacenar los datos de las señales de vibración y configurar el hardware de manera fácil, convirtiéndose en una herramienta importante para la enseñanza de vibraciones mecánicas y posteriores estudios del proyecto de investigación desarrollado por la maestría de ingeniería mecánica.
- El banco de pruebas permite inducir de manera independiente como en su totalidad las fallas de interés en este proyecto.
- Aunque los espectros obtenidos no mostraron señales aisladas totalmente, se observa la falla de interés de manera clara, permitiendo identificar el tipo de falla sin ningún inconveniente.
- En general todas las fallas de interés realizadas para la ejecución del proyecto de grado, como: desalineamiento, desbalanceo y paso de diente, arrojaron

resultados que coinciden con la información que se encuentra en la literatura, ya que se encontró que la información existente con los temas planteados coinciden con las pruebas experimentales arrojadas en este proyecto.

RECOMENDACIONES Y OBSERVACIONES.

- El alto nivel de decibeles que produce el banco de pruebas al momento de inducir la falla de paso de dientes, es producto de la restricción por medio de una lámina metálica, por tal razón se recomienda protección auditiva al momento de inducirla.
- Con el fin de disminuir el nivel de ruido generado por el elemento encargado de realizar la restricción al engranaje se recomienda probar con otro material como por ejemplo el teflón.
- Se recomienda al momento de inducir la fallas no exagerarlas demasiado ya que se puede causar una sobrecarga al mismo y con ello generar un accidente.
- Con el propósito de optimizar el banco de pruebas de vibraciones mecánicas se recomienda implementar dispositivos para futuras mejoras o pruebas a realizar como:
 - Un torquímetro con el propósito de producir la fuerza exacta necesaria para generar el desalineamiento por medio de los tornillos niveladores.
 - Adaptar más sensores en los diferentes puntos de medida con el fin unificar esas señales y procesarlas para obtener una mejor respuesta del sistema.
 - Implementar relojes comparadores o laser para determinar el nivel de alineamiento entre los ejes de manera sencilla, rápida y precisa.

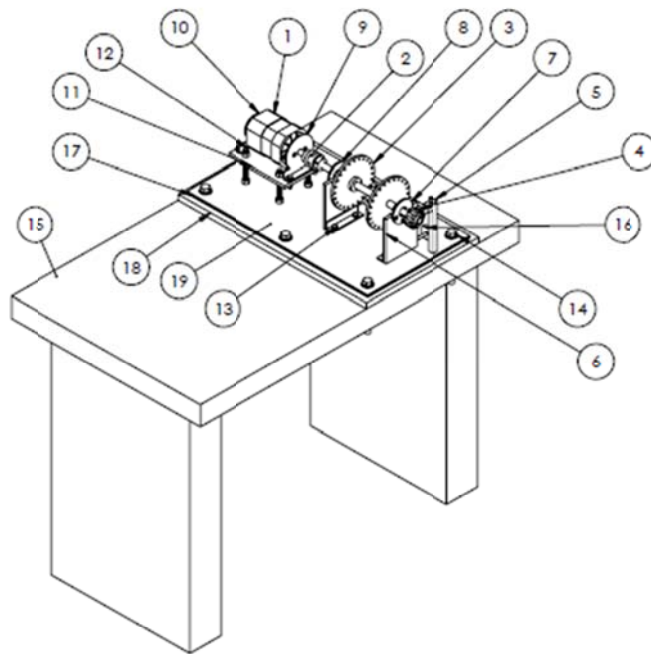
BIBLIOGRAFÍA.

- ✓ A- MAQ S.A. Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico. A-MAQ S.A.- Análisis de maquinaria, 2005. Disponible en internet: <<http://ww.a-maq.com/Tutorial>>.
- ✓ ABARCA, Cristian. DISEÑO DE UN BANCO PARA SIMULAR FALLAS EN MECANISMOS. Proyecto de grado. Talca: Universidad de Talca: Facultad de ingeniería. Escuela de ingeniería de ejecución en mecánica, 2002. p.4-19.
- ✓ ACOSTA, Douglas; MOLINA, Johannex. ADQUISICION DE VIBRACIONES MECANICAS DE UN MOTOR EN FUNCIONAMIENTO USANDO LABVIEW. Guayaquil: Escuela superior politécnica del litoral: facultad de ingeniería en electricidad y computación. 2011. P. 7-46.
- ✓ CARDONA, Jhon Fabio; GONZÁLEZ, Héctor Álvaro y MONROY, Gustavo Alberto. DISEÑO DE UN BANCO DE PRUEBAS DE DESALINEAMIENTO Y DESBALANCEO MECANICO. En: Scientia Et Technica. Octubre, 2005.Vol. XI, Núm. 28, p. 101-106.
- ✓ CASTRO, Yira Alejandra; PAEZ, Edwin German. BANCO EXPERIMENTAL PARA ESTUDIO DE FALLAS EN RODAMIENTOS MEDIANTE ANALISIS DE VIBRACIONES. Proyecto de grado. Bucaramanga: Universidad industrial de Santander: Facultad de ingeniería físico-mecánica. Escuela de ingeniería mecánica, 2008. P. 134-164.
- ✓ GARCIA, Alfonso. Vibraciones mecánicas. Bucaramanga: Universidad Industrial de Santander. Ediciones UIS. 1995.

- ✓ GUNT HAMBURG. EQUIPOS PARA LA EDUCACIÓN EN INGENIERÍA [en línea]. [Hamburgo, Alemania]: [citado 5 de mayo de 2012]. Disponible en internet: <http://www.gunt.de/download/PT500_flyer_spanish.pdf>.
- ✓ INSTITUTO COLOMBIANO DE NORMAS TÉCNICAS. Referencias Bibliográficas. Contenido, forma y estructura, NTC 5613. Bogotá: El instituto, 2008. 33 p.
- ✓ NORTON, Robert. Diseño de Maquinaria. 3 ed. México D.F.: Mc Graw Hill, 2006. 1048 p.

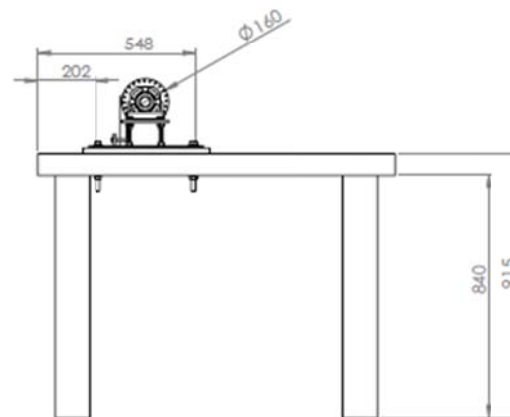
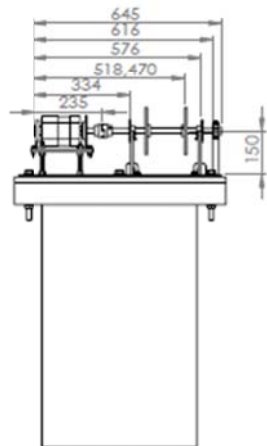
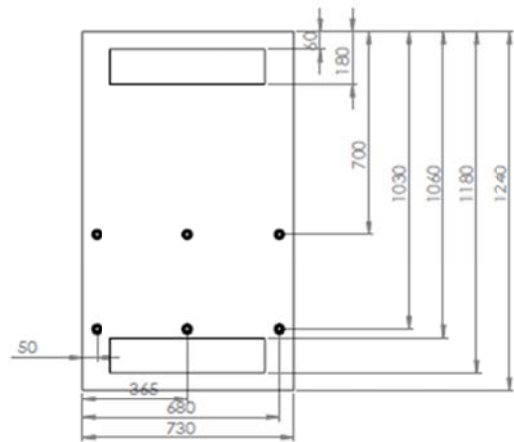
ANEXOS

Anexo A. Planos.

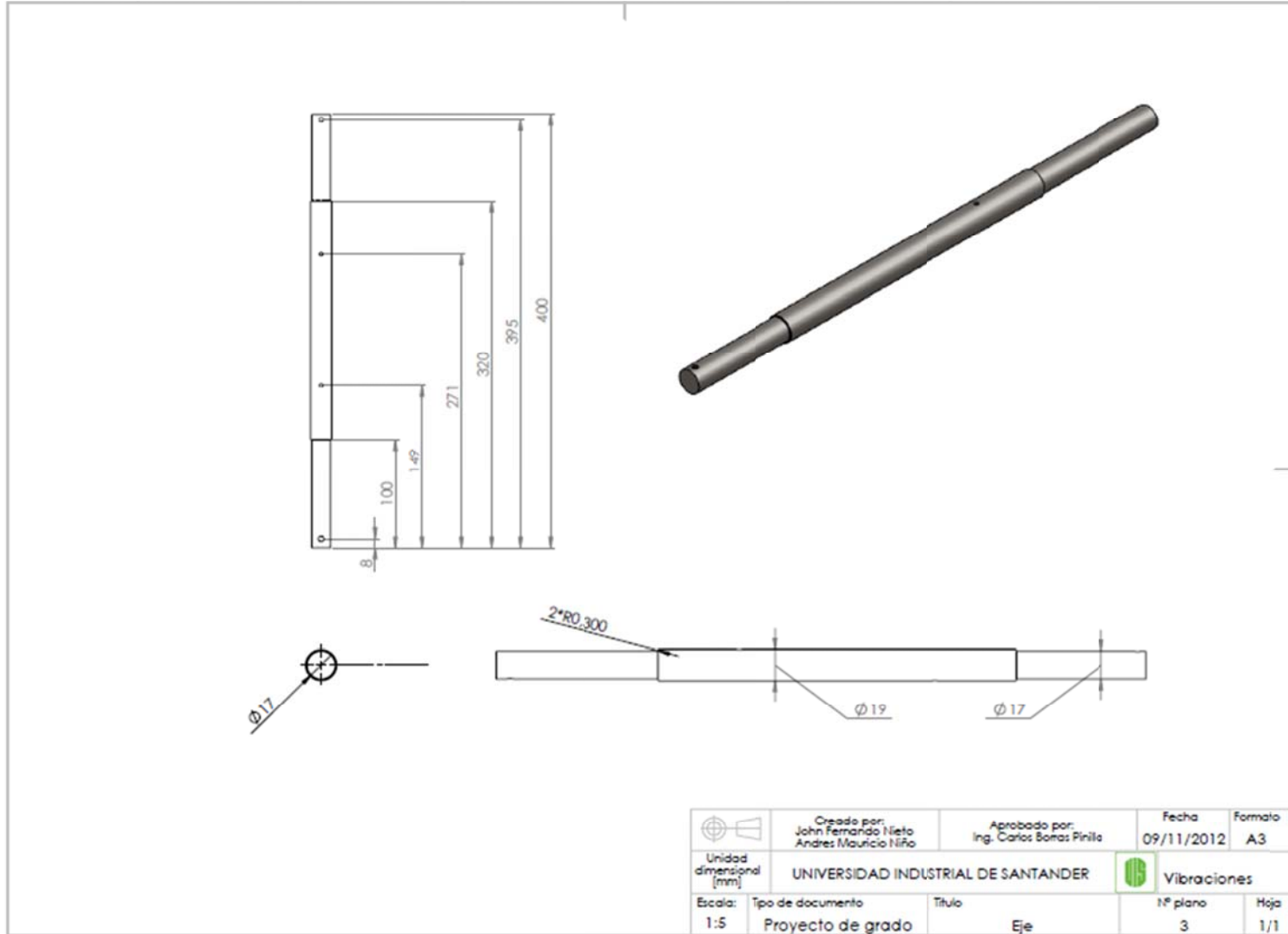


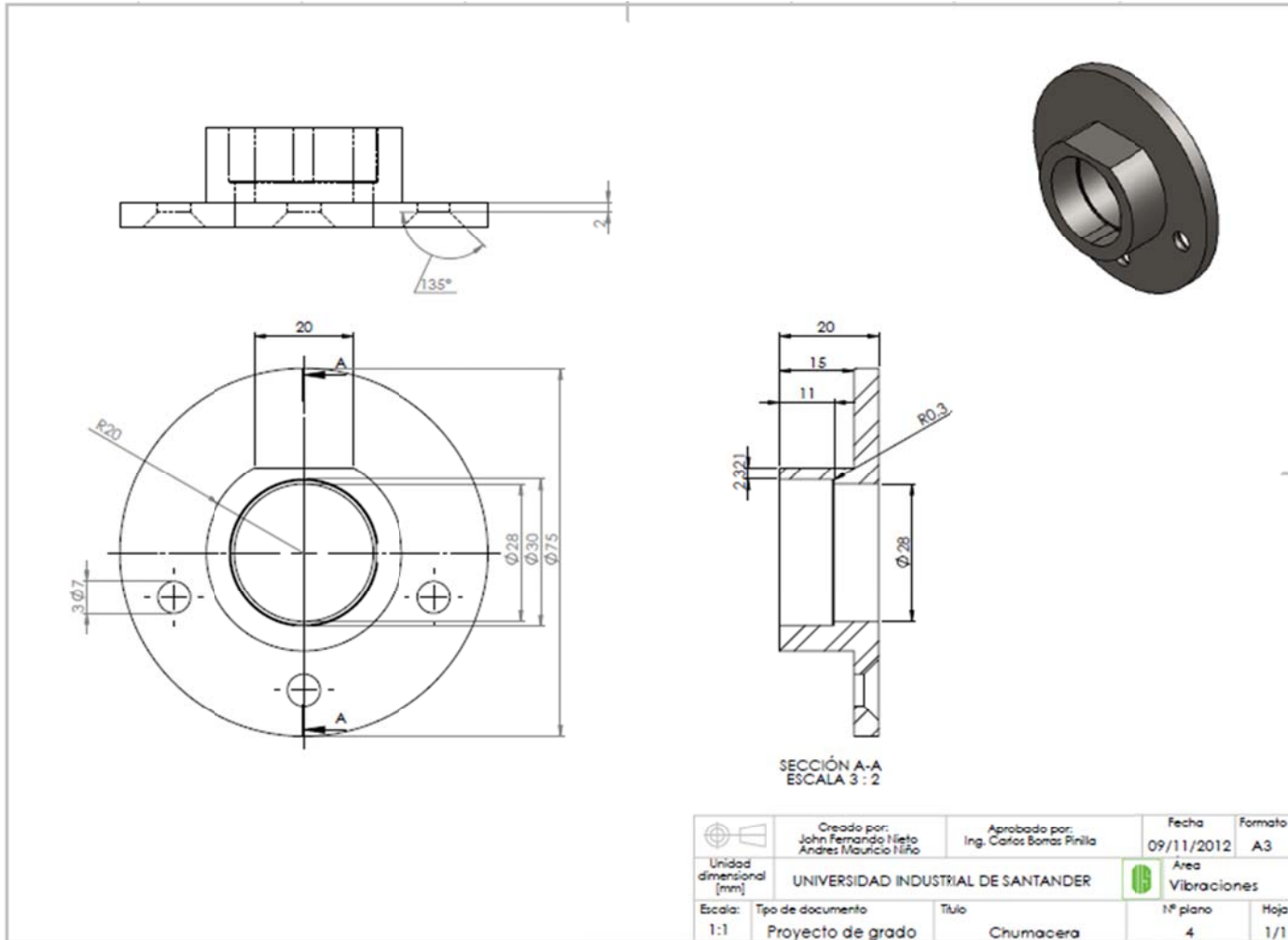
| N | ELEMENTO | CT | MATERIAL |
|----|-------------------------------------|----|---------------------------------|
| 1 | Motor (dc) | 1 | N.A |
| 2 | Acople flexible | 1 | 1045-MATERIAL FLEXIBLE |
| 3 | Volantes | 2 | ACERO HR (CONVERSION EN NIQUEL) |
| 4 | Engranaje | 1 | ACERO 1045 (GALVANIZADO) |
| 5 | Restriccion para el paso de dientes | 1 | PERFIL ACERO 1"X 1" CAL 18 |
| 6 | Apoyos | 2 | ACERO HR |
| 7 | Chumacera | 2 | ACERO HR (GALVANIZADO) |
| 8 | Rodamiento | 2 | N.A |
| 9 | Apoyo frontal motor | 1 | ACERO HR |
| 10 | Apoyo posterior motor | 1 | ACERO HR |
| 11 | Base motor | 1 | ACERO HR |
| 12 | Nivelador | 4 | ACERO 1020 |
| 13 | Tornillos | 4 | ACERO INOXIDABLE |
| 14 | Perno anclaje | 6 | ACERO 1020 |
| 15 | Mesa principal | 1 | HORMIGON |
| 16 | Alineadores laterales | 2 | ACERO HR |
| 17 | Aislador 1 | 1 | CAUCHO |
| 18 | Base madera | 1 | MADERA PRENSADA |
| 19 | Placa metalica | 1 | ACERO HR |

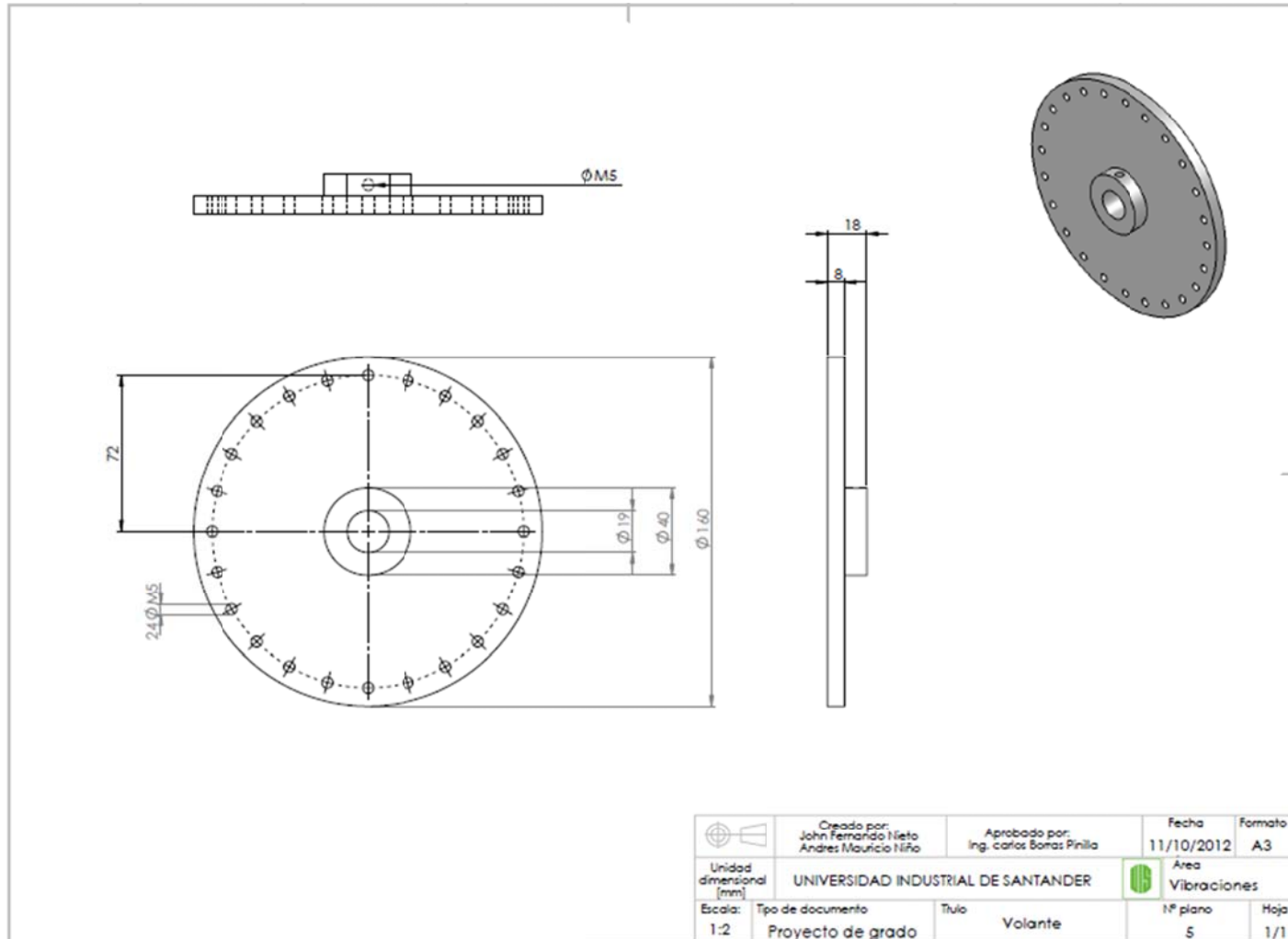
| | | | | |
|----------------------------------|--|--|---------------------|---------------|
| | Creado por: John Fernando Nieto Andrés Mauricio Tino | Aprobado por: Ing. Carlos Bonas Prilla. | Fecha 09/11/2012 | Formato A3 |
| Unidad dimensional (cantidad) | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | | Área Vibraciones | |
| Escala: 1:20 | Tipo de documento Proyecto de grado | Título Banco de pruebas | Nº plano 1 | Hoja 1/1 |

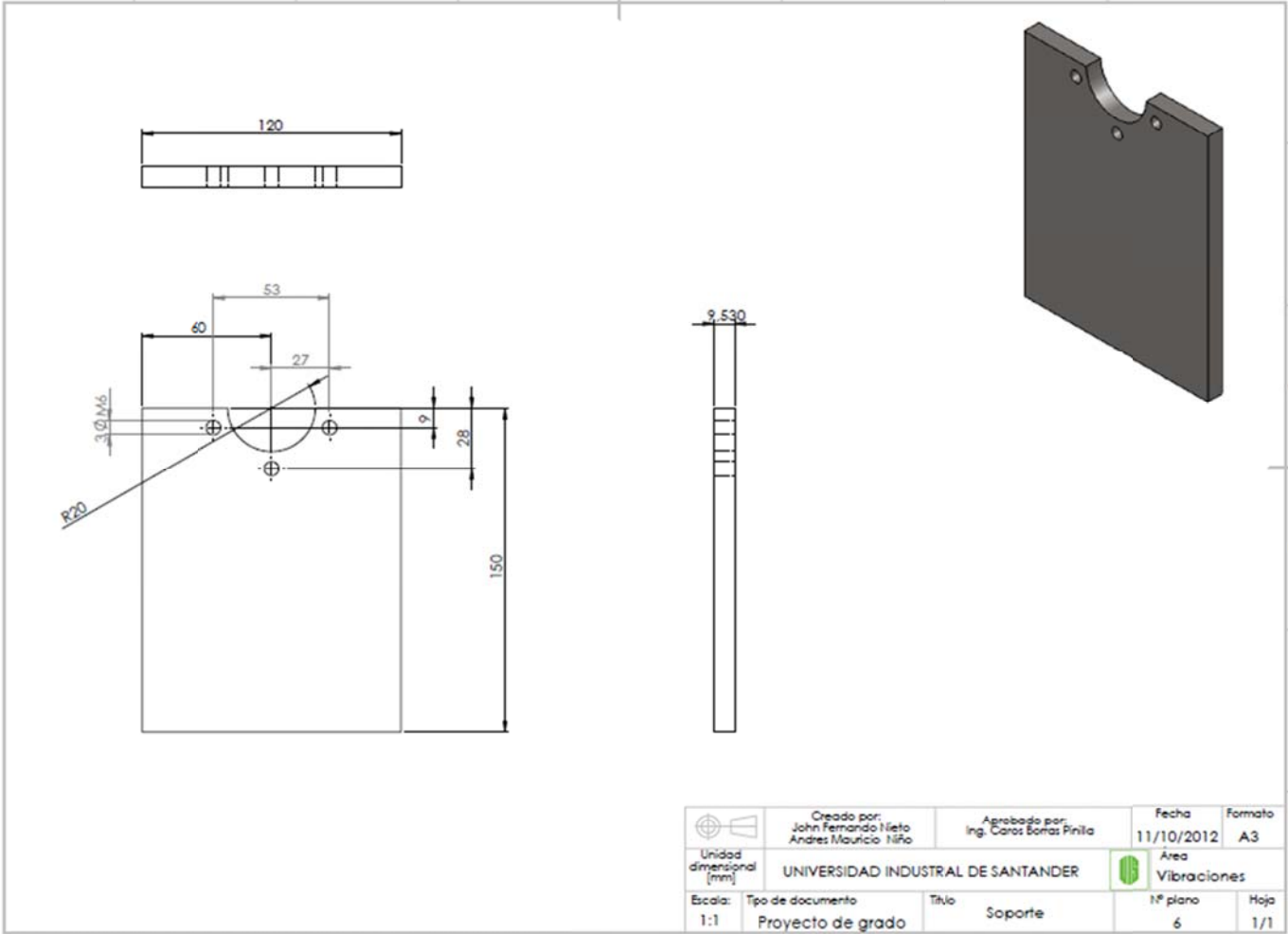


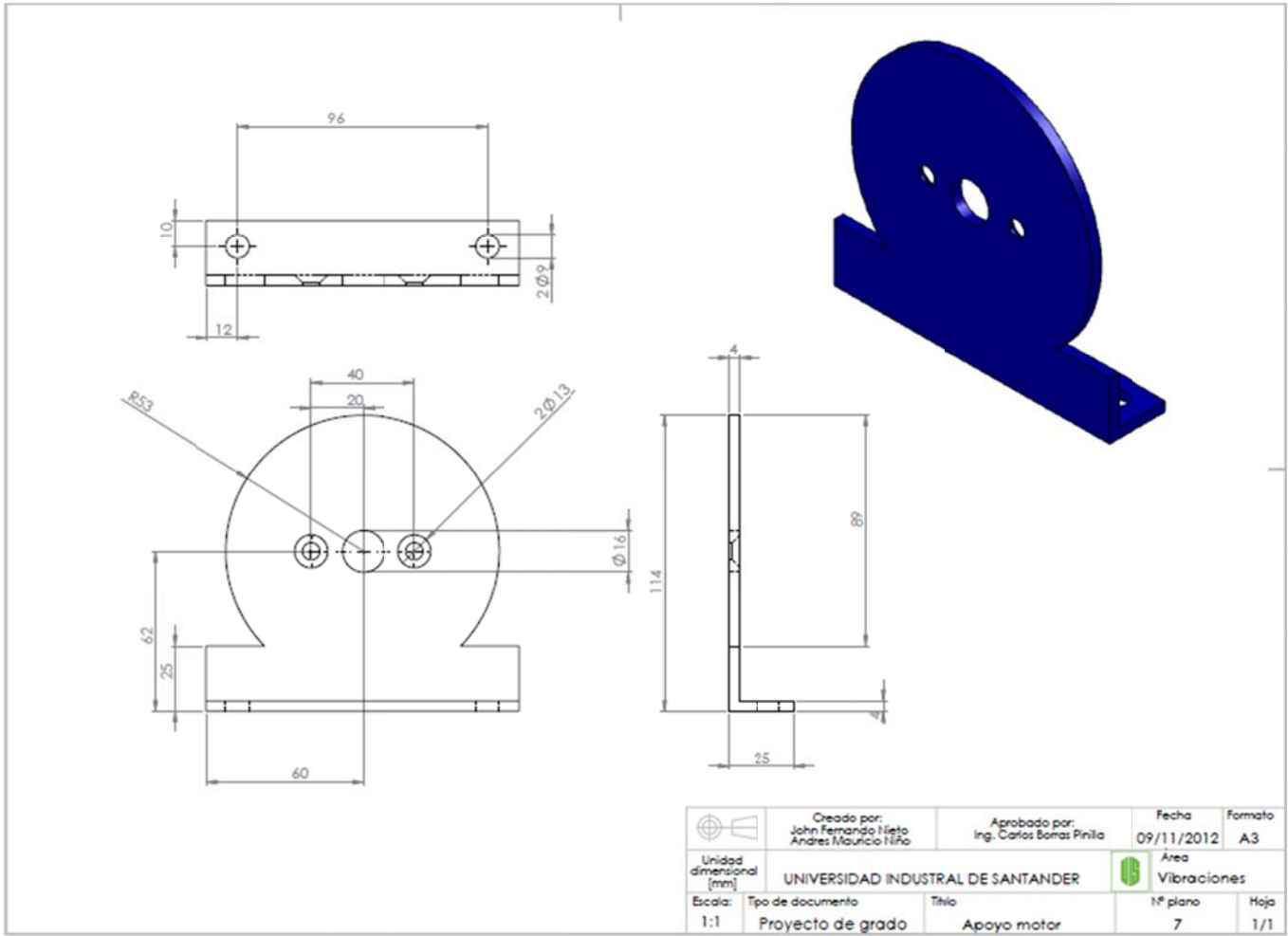
| | | | | | |
|----------------------------|--|---|--|---------------|-------------|
| | Creado por: John Fernando Nieto Andres Mauricio Nino | Aprobado por: Ing. Carlos Barros Pinilla | Fecha 09/11/2012 | Formato A3 | |
| | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | | Área Vibraciones | | |
| Unidad dimensional (mm) | Escala: 1:20 | Tipo de documento Proyecto de grado | Título Instalacion banco de pruebas | Nº plano 2 | Hoja 1/1 |

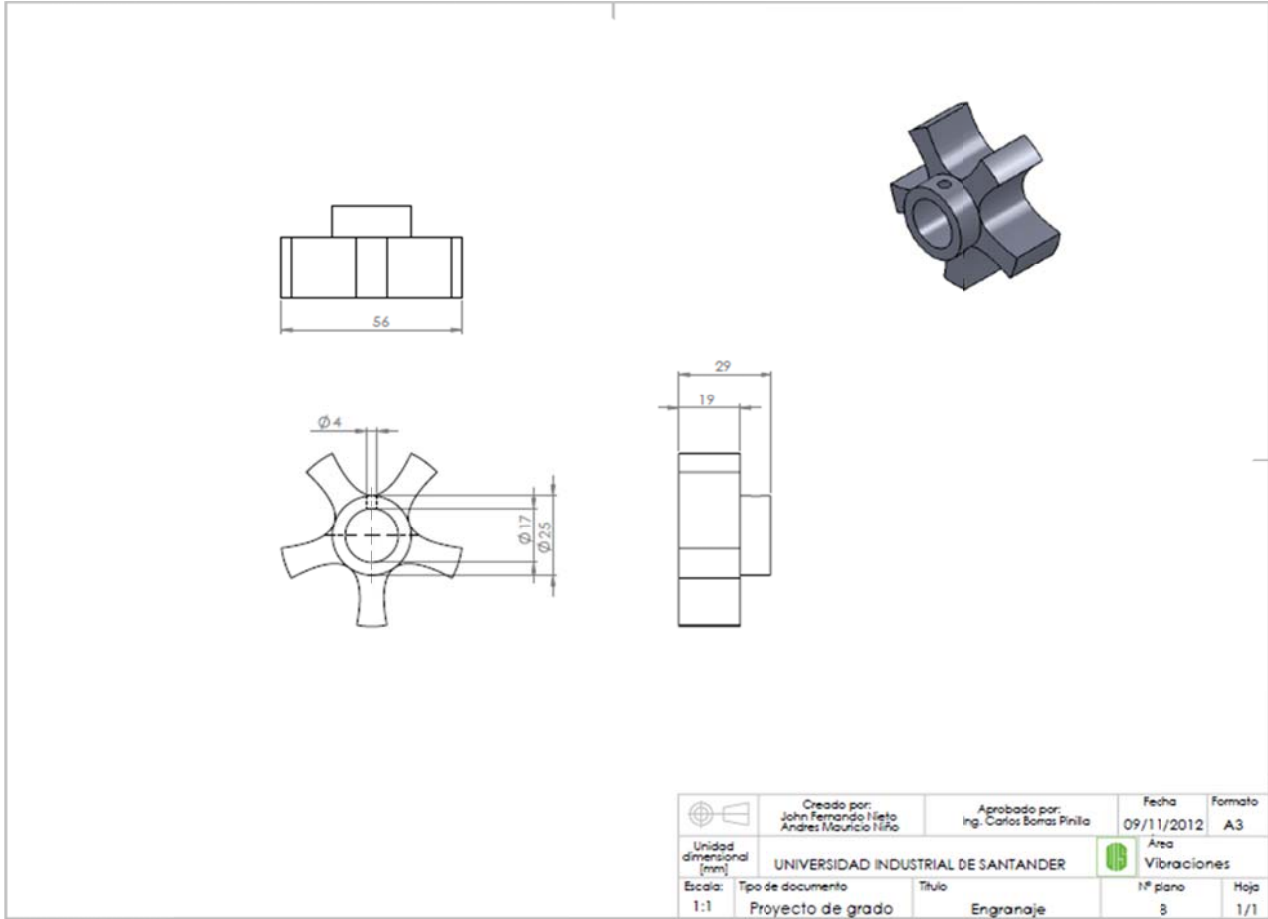




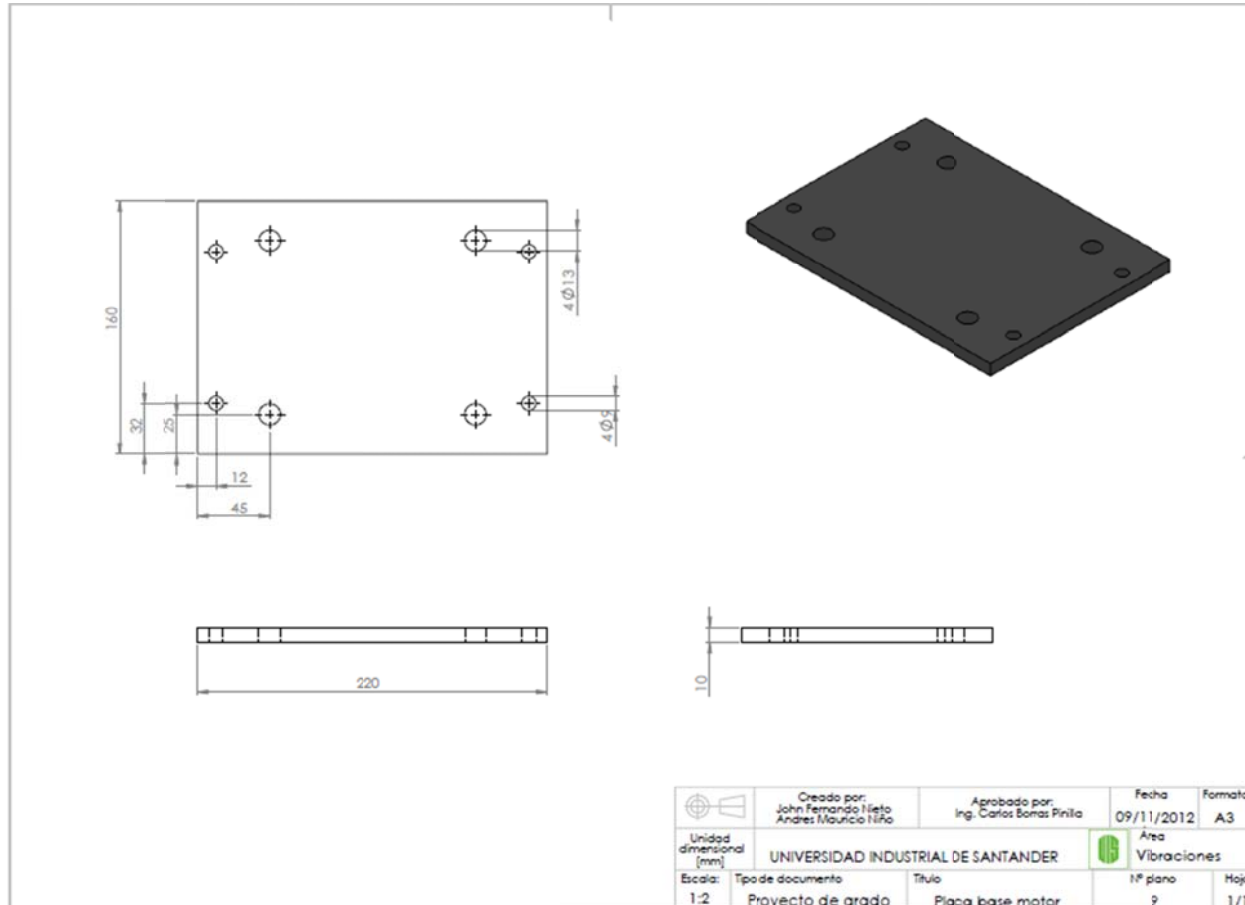


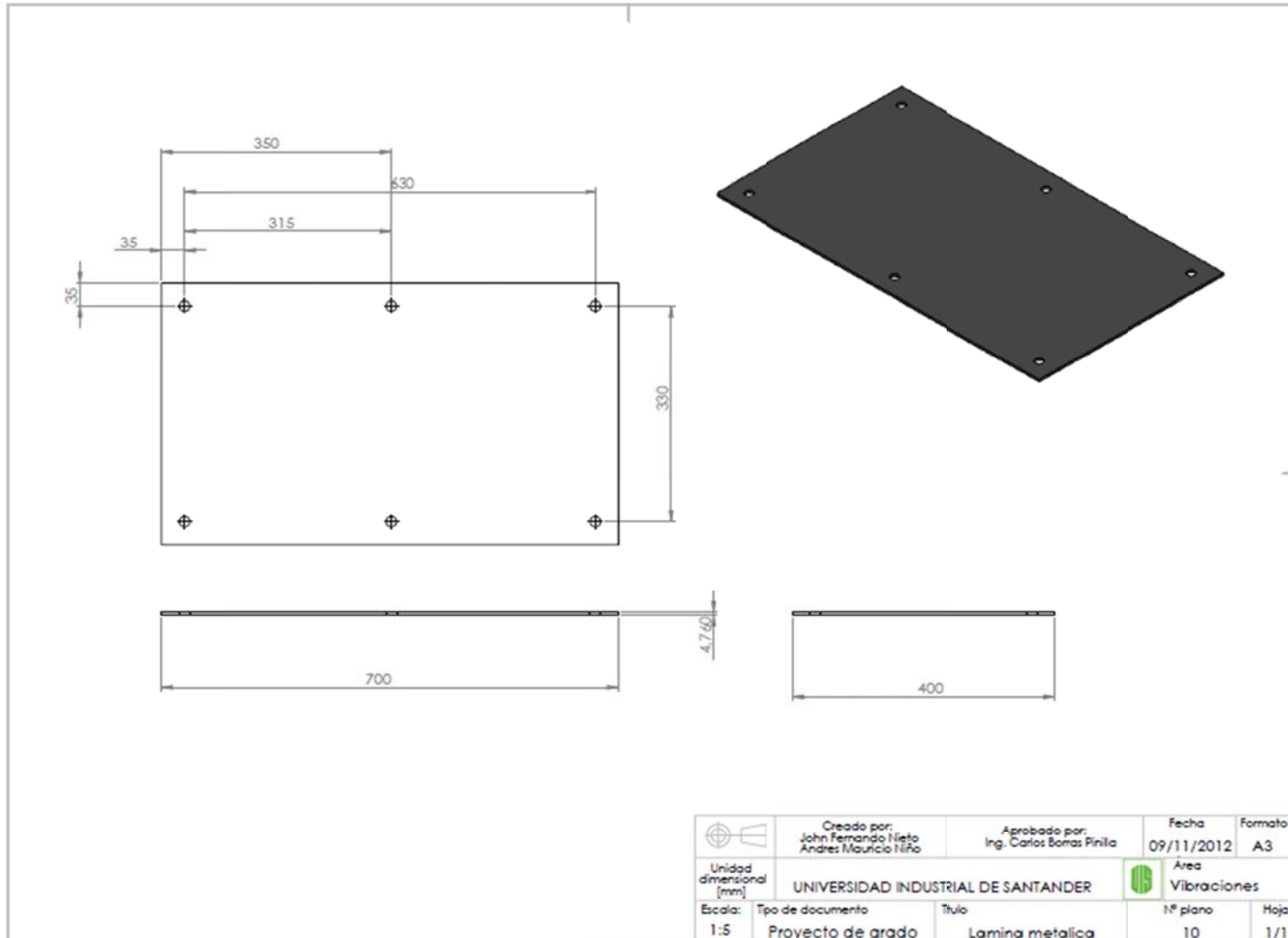




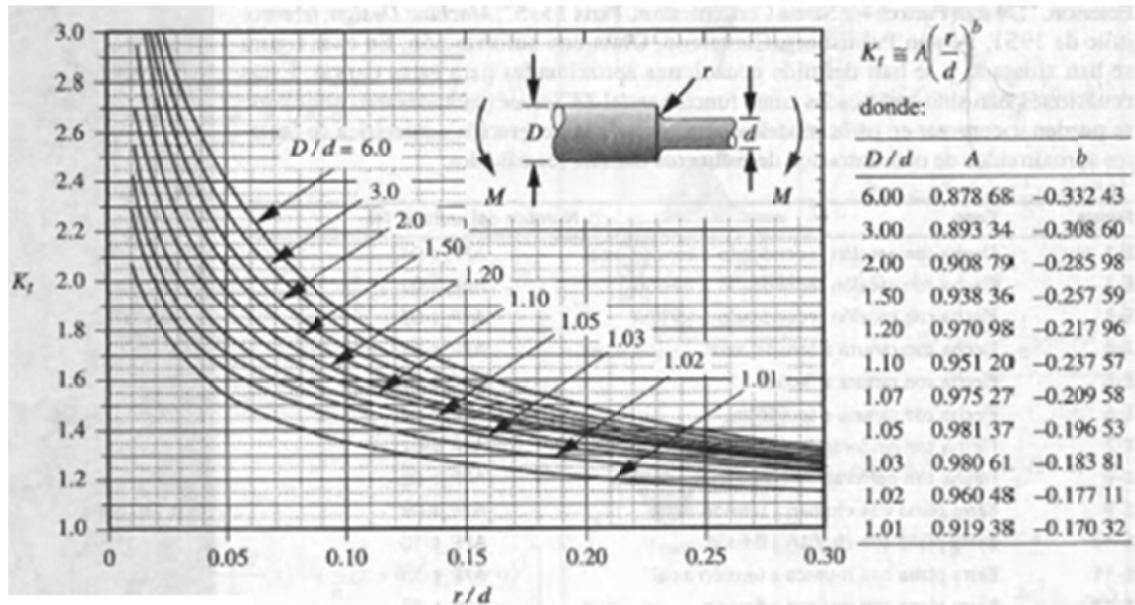


| | | | | |
|----------------|---|---|---------------------|---------------------|
| | Creado por: John Fernando Nieto Andres Mauricio Nieto | Aprobado por: Ing. Carlos Botas Priila | Fecha 09/11/2012 | Formato A3 |
| | Unidad dimensional [mm] UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER | | | Area Vibraciones |
| Escala: 1:1 | Tipo de documento Proyecto de grado | Titulo Engranaje | Nº plano 3 | Hoja 1/1 |

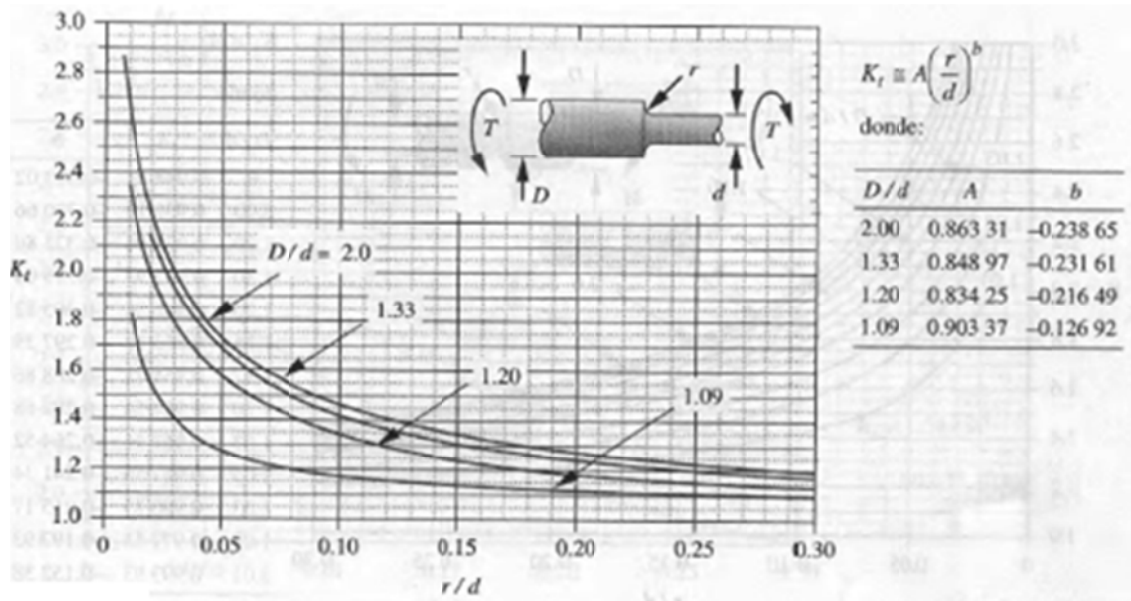




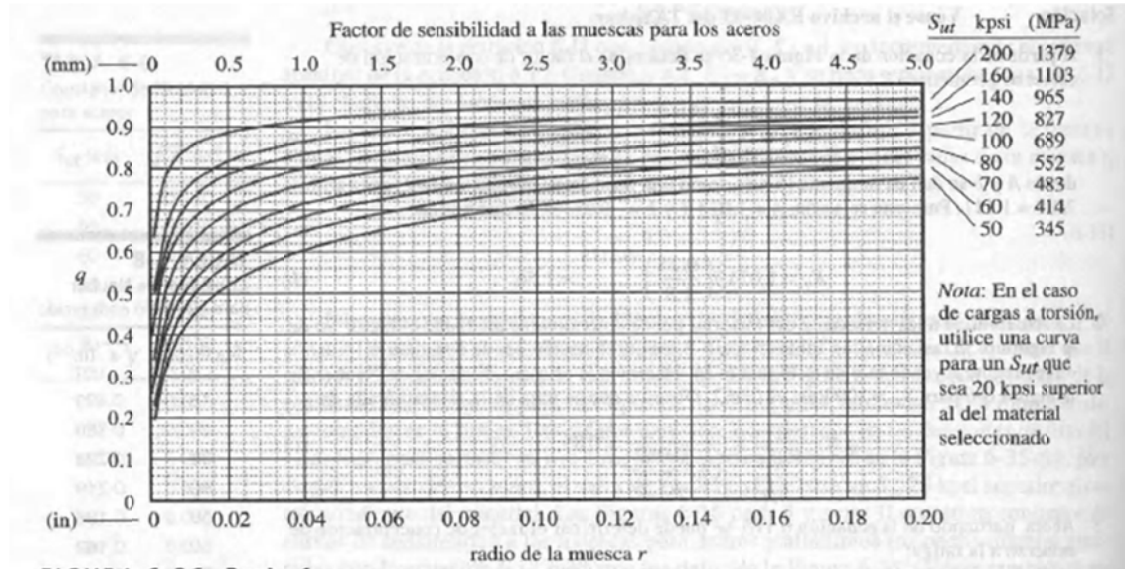
Anexo B. Factores concentradores de esfuerzos geométrico K_t .



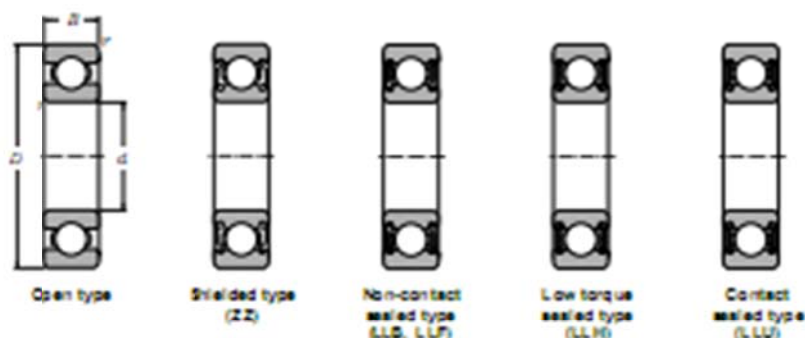
Anexo C. Factor de concentrador de esfuerzos geométrico K_t s.



Anexo D. Factor de sensibilidad a la muesca para los aceros.



Anexo E. Rodamiento.

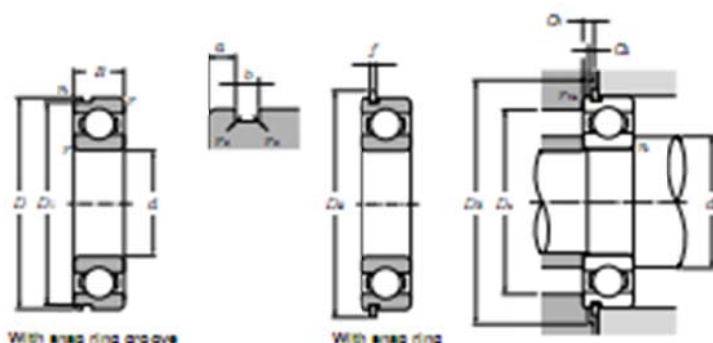


Ø 10 20mm

| | Boundary dimensions | | | | Basic load ratings | | | | Limiting speeds | | | | Bearing numbers | | | | |
|----|---------------------|-----|------|-----------|--------------------|-------|--------|--------|---------------------|-------------------|--------|-------|-----------------|-------------|------------------|-----------------|--------------|
| | mm | | | | kN | | kgf | | rpm | | | | open type | sealed type | non-contact type | low torque type | contact type |
| | d | D | B | r_{max} | C_1 | C_0 | C_1 | C_0 | grease open type ZZ | oil open type LLB | LLH | LLU | | | | | |
| 10 | 15 | 3 | 0.1 | 0.055 | 0.435 | 87 | 44 | 10,000 | 12,000 | . | 24,000 | 8700 | . | . | . | . | . |
| | 19 | 5 | 0.3 | 1.83 | 0.925 | 187 | 94 | 32,000 | 38,000 | . | 21,000 | 8800 | ZZ | LLB | . | LLU | . |
| | 22 | 6 | 0.3 | 2.7 | 1.27 | 275 | 129 | 30,000 | 36,000 | . | 21,000 | 8900 | ZZ | LLB | . | LLU | . |
| | 26 | 8 | 0.3 | 4.55 | 1.96 | 465 | 200 | 29,000 | 34,000 | 25,000 | 21,000 | 8000 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |
| | 30 | 9 | 0.6 | 5.10 | 2.39 | 520 | 244 | 25,000 | 30,000 | 21,000 | 18,000 | 8200 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |
| 35 | 11 | 0.6 | 6.20 | 3.50 | 635 | 355 | 23,000 | 27,000 | 20,000 | 18,000 | 8300 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . | |
| 12 | 18 | 4 | 0.2 | 0.930 | 0.530 | 95 | 54 | 8,300 | 9,500 | . | . | 8701 | . | LLF | . | . | . |
| | 21 | 5 | 0.3 | 1.92 | 1.04 | 195 | 106 | 29,000 | 35,000 | . | 20,000 | 8801 | ZZ | LLB | . | LLU | . |
| | 24 | 6 | 0.3 | 2.89 | 1.48 | 295 | 149 | 27,000 | 32,000 | . | 19,000 | 8901 | ZZ | LLB | . | LLU | . |
| | 28 | 7 | 0.3 | 5.10 | 2.39 | 520 | 244 | 26,000 | 30,000 | . | . | 18001 | . | . | . | . | . |
| | 28 | 8 | 0.3 | 5.10 | 2.39 | 520 | 244 | 26,000 | 30,000 | 21,000 | 18,000 | 8001 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |
| | 32 | 10 | 0.6 | 6.10 | 2.75 | 620 | 280 | 22,000 | 26,000 | 20,000 | 18,000 | 8201 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |
| 37 | 12 | 1 | 9.70 | 4.20 | 990 | 425 | 20,000 | 24,000 | 19,000 | 15,000 | 8301 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . | |
| 15 | 21 | 4 | 0.2 | 0.940 | 0.555 | 96 | 50 | 8,800 | 7,800 | . | . | 8702 | . | LLF | . | . | . |
| | 24 | 5 | 0.3 | 2.08 | 1.26 | 212 | 126 | 26,000 | 31,000 | . | 17,000 | 8802 | ZZ | LLB | . | LLU | . |
| | 28 | 7 | 0.3 | 3.65 | 2.00 | 375 | 204 | 24,000 | 28,000 | . | 18,000 | 8902 | ZZ | LLB | . | LLU | . |
| | 32 | 8 | 0.3 | 5.80 | 2.83 | 570 | 289 | 22,000 | 26,000 | . | . | 18002 | . | . | . | . | . |
| | 32 | 9 | 0.3 | 5.80 | 2.83 | 570 | 289 | 22,000 | 26,000 | 18,000 | 15,000 | 8002 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |
| | 35 | 11 | 0.6 | 7.75 | 3.60 | 790 | 365 | 19,000 | 23,000 | 18,000 | 15,000 | 8202 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |
| 42 | 13 | 1 | 11.4 | 5.45 | 1,170 | 555 | 17,000 | 21,000 | 15,000 | 12,000 | 8302 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . | |
| 17 | 23 | 4 | 0.2 | 1.00 | 0.660 | 102 | 67 | 5,000 | 6,700 | . | . | 8703 | . | LLF | . | . | . |
| | 26 | 5 | 0.3 | 2.23 | 1.48 | 227 | 149 | 24,000 | 28,000 | . | 15,000 | 8803 | ZZ | LLB | . | LLU | . |
| | 30 | 7 | 0.3 | 4.65 | 2.59 | 475 | 263 | 22,000 | 26,000 | . | 14,000 | 8903 | ZZ | LLB | . | LLU | . |
| | 35 | 8 | 0.3 | 6.80 | 3.35 | 695 | 345 | 20,000 | 24,000 | . | . | 18003 | . | . | . | . | . |
| | 35 | 10 | 0.3 | 6.80 | 3.35 | 695 | 345 | 20,000 | 24,000 | 18,000 | 14,000 | 8003 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |
| | 40 | 12 | 0.6 | 9.80 | 4.80 | 980 | 465 | 18,000 | 21,000 | 15,000 | 12,000 | 8203 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |
| | 47 | 14 | 1 | 13.5 | 6.55 | 1,380 | 665 | 16,000 | 19,000 | 14,000 | 11,000 | 8303 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |
| 62 | 17 | 1.1 | 22.7 | 10.8 | 2,320 | 1,100 | 14,000 | 16,000 | . | . | 8403 | . | . | . | . | . | |
| 20 | 27 | 4 | 0.2 | 1.04 | 0.730 | 106 | 74 | 5,000 | 5,700 | . | . | 8704 | . | LLF | . | . | . |
| | 32 | 7 | 0.3 | 4.00 | 2.47 | 410 | 262 | 21,000 | 25,000 | . | 13,000 | 8804 | ZZ | LLB | . | LLU | . |
| | 37 | 9 | 0.3 | 6.40 | 3.70 | 650 | 375 | 19,000 | 23,000 | . | 12,000 | 8904 | ZZ | LLB | . | LLU | . |
| | 42 | 8 | 0.3 | 7.90 | 4.50 | 810 | 455 | 18,000 | 21,000 | . | . | 18004 | . | . | . | . | . |
| | 42 | 12 | 0.6 | 9.40 | 5.05 | 955 | 515 | 18,000 | 21,000 | 13,000 | 11,000 | 8004 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |
| | 47 | 14 | 1 | 12.8 | 6.65 | 1,310 | 660 | 16,000 | 18,000 | 12,000 | 10,000 | 8204 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |
| | 52 | 15 | 1.1 | 15.9 | 7.90 | 1,620 | 805 | 14,000 | 17,000 | 12,000 | 10,000 | 8304 | ZZ | LLB | LLH | LLU | . |

X Deep Groove Ball Bearings

NTN



With snap ring groove

With snap ring

Equivalent bearing load

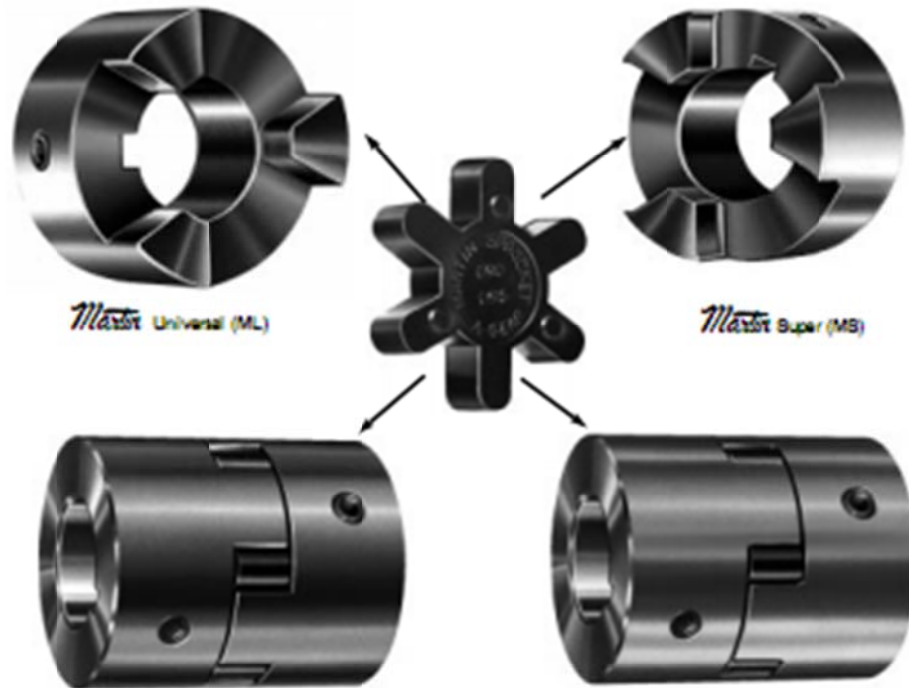
| $\frac{F_0}{C_0}$ | ϵ | $\frac{D_2}{D}$ | | $\frac{D_2}{D}$ | $\frac{D_2}{D}$ |
|-------------------|------------|-----------------|---|-----------------|-----------------|
| | | X | Y | | |
| 0.010 | 0.18 | | | | 248 |
| 0.020 | 0.20 | | | | 214 |
| 0.040 | 0.24 | | | | 183 |
| 0.070 | 0.27 | | | | 161 |
| 0.10 | 0.29 | 1 | 0 | 0.58 | 148 |
| 0.15 | 0.32 | | | | 135 |
| 0.20 | 0.35 | | | | 125 |
| 0.30 | 0.38 | | | | 113 |
| 0.40 | 0.41 | | | | 105 |
| 0.50 | 0.44 | | | | 100 |

static
 $P_{0M} = 40' \dots 3%$
 when $\Delta Q/R$ see $P_{04} P_0$

| Bearing numbers | | Snap ring groove dimensions mm | | | | Snap ring dimensions mm | | Abutment and fillet dimensions mm | | | | | | | Mass kg | |
|------------------|-----------|--------------------------------|-------|-------|-----------|-------------------------|-------|-----------------------------------|-----------|--------------|-----------|-----------|---------------|---------------|---------------|--------|
| snap ring groove | snap ring | D_2 max | a max | b min | r_a max | D_2 max | f max | r_1 min | r_2 min | D_1 approx | D_2 max | r_3 max | r_{fil} max | r_{fil} max | r_{fil} max | approx |
| | | | | | | | | | | 10.8 | 14.2 | | | 0.1 | | 0.0015 |
| | | | | | | | | | | 12 | 17 | | | 0.3 | | 0.005 |
| N | NR | 20.8 | 1.05 | 0.8 | 0.2 | 24.8 | 0.7 | 12 | 13 | 20 | 25.5 | 1.5 | 0.7 | 0.3 | 0.3 | 0.009 |
| N | NR | 28.17 | 2.08 | 1.35 | 0.4 | 34.7 | 1.12 | 14 | 16 | 28 | 35.5 | 2.0 | 1.2 | 0.8 | 0.5 | 0.032 |
| N | NR | 33.17 | 2.08 | 1.35 | 0.4 | 39.7 | 1.12 | 14 | 17 | 31 | 40.5 | 2.0 | 1.2 | 0.8 | 0.5 | 0.053 |
| | | | | | | | | | | 13.8 | 18.4 | | | 0.2 | | 0.002 |
| | | | | | | | | | | 14 | 19 | | | 0.3 | | 0.006 |
| N | NR | 22.8 | 1.05 | 0.8 | 0.2 | 28.8 | 0.7 | 14 | 15 | 22 | 27.5 | 1.5 | 0.7 | 0.3 | 0.3 | 0.011 |
| | | | | | | | | | | 14 | 28 | | | 0.3 | | 0.019 |
| | | | | | | | | | | 14 | 28 | | | 0.3 | | 0.021 |
| N | NR | 30.15 | 2.08 | 1.35 | 0.4 | 38.7 | 1.12 | 16 | 17 | 28 | 37.5 | 2.0 | 1.2 | 0.8 | 0.5 | 0.037 |
| N | NR | 34.77 | 2.08 | 1.35 | 0.4 | 41.3 | 1.12 | 17 | 18.5 | 32 | 42 | 2.0 | 1.2 | 1 | 0.5 | 0.08 |
| | | | | | | | | | | 16.8 | 19.4 | | | 0.2 | | 0.0025 |
| | | | | | | | | | | 17 | 22 | | | 0.3 | | 0.007 |
| N | NR | 28.7 | 1.3 | 0.95 | 0.25 | 30.8 | 0.85 | 17 | 17.5 | 28 | 31.5 | 1.9 | 0.9 | 0.3 | 0.3 | 0.016 |
| | | | | | | | | | | 17 | 30 | | | 0.3 | | 0.025 |
| N | NR | 30.15 | 2.08 | 1.35 | 0.4 | 38.7 | 1.12 | 17 | 19 | 30 | 37.5 | 2.0 | 1.2 | 0.3 | 0.3 | 0.03 |
| N | NR | 33.17 | 2.08 | 1.35 | 0.4 | 39.7 | 1.12 | 19 | 20 | 31 | 40.5 | 2.0 | 1.2 | 0.8 | 0.5 | 0.045 |
| N | NR | 39.75 | 2.08 | 1.35 | 0.4 | 48.3 | 1.12 | 20 | 23 | 37 | 47 | 2.0 | 1.2 | 1 | 0.5 | 0.082 |
| | | | | | | | | | | 18.8 | 21.4 | | | 0.2 | | 0.0025 |
| | | | | | | | | | | 19 | 24 | | | 0.3 | | 0.008 |
| N | NR | 28.7 | 1.3 | 0.95 | 0.25 | 32.8 | 0.85 | 19 | 20 | 28 | 33.5 | 1.9 | 0.9 | 0.3 | 0.3 | 0.018 |
| | | | | | | | | | | 19 | 33 | | | 0.3 | | 0.032 |
| N | NR | 33.17 | 2.08 | 1.35 | 0.4 | 39.7 | 1.12 | 19 | 21 | 33 | 40.5 | 2.0 | 1.2 | 0.3 | 0.3 | 0.039 |
| N | NR | 38.1 | 2.08 | 1.35 | 0.4 | 44.8 | 1.12 | 21 | 23 | 38 | 45.5 | 2.0 | 1.2 | 0.8 | 0.5 | 0.066 |
| N | NR | 44.8 | 2.48 | 1.35 | 0.4 | 52.7 | 1.12 | 22 | 25 | 42 | 53.5 | 3.3 | 1.2 | 1 | 0.5 | 0.115 |
| | | | | | | | | | | 23.5 | 55.5 | | | 1 | | 0.27 |
| | | | | | | | | | | 21.8 | 25.4 | | | 0.2 | | 0.0045 |
| N | NR | 30.7 | 1.3 | 0.95 | 0.25 | 34.8 | 0.85 | 22 | 22.5 | 30 | 35.5 | 1.9 | 0.9 | 0.3 | 0.3 | 0.019 |
| N | NR | 35.7 | 1.7 | 0.95 | 0.25 | 39.8 | 0.85 | 22 | 24 | 35 | 40.5 | 2.3 | 0.9 | 0.3 | 0.3 | 0.036 |
| | | | | | | | | | | 22 | 40 | | | 0.3 | | 0.051 |
| N | NR | 39.75 | 2.08 | 1.35 | 0.4 | 48.3 | 1.12 | 24 | 26 | 38 | 47 | 2.0 | 1.2 | 0.8 | 0.5 | 0.089 |
| N | NR | 44.8 | 2.48 | 1.35 | 0.4 | 52.7 | 1.12 | 25 | 28 | 42 | 53.5 | 3.3 | 1.2 | 1 | 0.5 | 0.106 |
| N | NR | 49.73 | 2.48 | 1.35 | 0.4 | 57.9 | 1.12 | 26.5 | 28.5 | 45.5 | 58.5 | 3.3 | 1.2 | 1 | 0.5 | 0.144 |

Anexo F. Acople.

Flexible Jaw Couplings



Now **Martin** Offers Two Styles

The **Martin Super** — Higher Horsepower

The **Martin Universal** — Completely Interchangeable

- No Lubrication
- Easy Installation
- No Metal to Metal Contact
- Resistant to oil, dirt, sand, moisture, grease
- Easy inspection of load carrying Spider
- Flexibility of angular or parallel misalignment of shafts by Buna-N Spider member permits smooth "Power Transmission"



Jaw Coupling Selection Procedure

- A. Determine Service Factor by Matching Driven Unit with Prime Mover in Service Factor Guide.
- B. Multiply Service Factor by Driven Unit or Motor H.P. to Obtain Adjusted H.P.
- C. Select Flexible Coupling with Horsepower Capacity Equal to or Greater than Adjusted H.P.

| Motor Speed (RPM) | Special Material | Prime Mover | | |
|--|------------------|-------------------------------|--|---|
| | | Electric Motor Belt/Torque | Gasoline or Diesel Engine, 8 or 1000 G.P. | Gasoline or Diesel Engine, Less Than 50 G.P. |
| Light Uniform or steady load under excellent conditions starting, infrequent starting; Agitators, Blenders, Conveyors, Superchargers, Generators, Centrifugal Pumps, Saws | | 1.0 | 1.2 | 2.0 |
| Moderate Heavy starts, moderate shock, frequent starting, peak loads condensed 150 per cent average horsepower; Unions, saw Saws, Rotary Pumps and Compressors, Centrif. Saws, Reciprocating Saws, Generators, Pulp Grinders, Holes, Mills, Machine Tools, Milling Gear Pumps, Woodworking Machines | | 1.5 | 2.0 | 2.5 |
| Heavy Heavy shock conditions; Mountainous starting; Peak loads condensed 150 per cent average horsepower; Unions, saw Reciprocating Pumps and Compressors, Crushers, Freight and Passenger Saws, Milling Mills, Saws, Rolling, Turb. Pumps, Vibrating Screens, Winders, Wire Drawing Machines, Pumps, Saws | | 2.0 | 2.5 | 3.0 |



Bores Tolerances:
 1/2" - 1 1/2" +.001 - .000
 1 1/2" - 2 1/2" +.0015 - .0000

Martin ML (Universal Series) — Torque and Horsepower Ratings

| Driving Number | Torque Rating (Lbs-in) | | Bore Size Horsepower Capacity at Various RPM | | | | | Max. Size | (Bore) Weight |
|----------------|------------------------|------|--|-----|-----|-----|-----|-----------|---------------|
| | Bore Size | HP | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | | |
| ML225 | 2 1/2 | — | 224 | 22 | 27 | 10 | 20 | 5 | 27 |
| ML250 | 3 1/2 | 242 | 25 | 18 | 20 | 9 | 18 | 5 | 28 |
| ML270 | 4 | 268 | 27 | 21 | 24 | 12 | 23 | 6 | 28 |
| ML275 | 4 1/2 | 275 | 29 | 22 | 26 | 13 | 23 | 6 | 28 |
| ML300 | 5 | 300 | 30 | 24 | 28 | 14 | 24 | 6 | 29 |
| ML325 | 5 1/2 | 327 | 32 | 26 | 30 | 15 | 25 | 6 | 29 |
| ML350 | 6 | 350 | 34 | 28 | 32 | 16 | 26 | 6 | 29 |
| ML375 | 6 1/2 | 375 | 36 | 30 | 34 | 17 | 27 | 6 | 29 |
| ML400 | 7 | 400 | 38 | 32 | 36 | 18 | 28 | 6 | 29 |
| ML425 | 7 1/2 | 425 | 40 | 34 | 38 | 19 | 29 | 6 | 29 |
| ML450 | 8 | 450 | 42 | 36 | 40 | 20 | 30 | 6 | 29 |
| ML475 | 8 1/2 | 475 | 44 | 38 | 42 | 21 | 31 | 6 | 29 |
| ML500 | 9 | 500 | 46 | 40 | 44 | 22 | 32 | 6 | 29 |
| ML525 | 9 1/2 | 525 | 48 | 42 | 46 | 23 | 33 | 6 | 29 |
| ML550 | 10 | 550 | 50 | 44 | 48 | 24 | 34 | 6 | 29 |
| ML575 | 10 1/2 | 575 | 52 | 46 | 50 | 25 | 35 | 6 | 29 |
| ML600 | 11 | 600 | 54 | 48 | 52 | 26 | 36 | 6 | 29 |
| ML625 | 11 1/2 | 625 | 56 | 50 | 54 | 27 | 37 | 6 | 29 |
| ML650 | 12 | 650 | 58 | 52 | 56 | 28 | 38 | 6 | 29 |
| ML675 | 12 1/2 | 675 | 60 | 54 | 58 | 29 | 39 | 6 | 29 |
| ML700 | 13 | 700 | 62 | 56 | 60 | 30 | 40 | 6 | 29 |
| ML725 | 13 1/2 | 725 | 64 | 58 | 62 | 31 | 41 | 6 | 29 |
| ML750 | 14 | 750 | 66 | 60 | 64 | 32 | 42 | 6 | 29 |
| ML775 | 14 1/2 | 775 | 68 | 62 | 66 | 33 | 43 | 6 | 29 |
| ML800 | 15 | 800 | 70 | 64 | 68 | 34 | 44 | 6 | 29 |
| ML825 | 15 1/2 | 825 | 72 | 66 | 70 | 35 | 45 | 6 | 29 |
| ML850 | 16 | 850 | 74 | 68 | 72 | 36 | 46 | 6 | 29 |
| ML875 | 16 1/2 | 875 | 76 | 70 | 74 | 37 | 47 | 6 | 29 |
| ML900 | 17 | 900 | 78 | 72 | 76 | 38 | 48 | 6 | 29 |
| ML925 | 17 1/2 | 925 | 80 | 74 | 78 | 39 | 49 | 6 | 29 |
| ML950 | 18 | 950 | 82 | 76 | 80 | 40 | 50 | 6 | 29 |
| ML975 | 18 1/2 | 975 | 84 | 78 | 82 | 41 | 51 | 6 | 29 |
| ML1000 | 19 | 1000 | 86 | 80 | 84 | 42 | 52 | 6 | 29 |

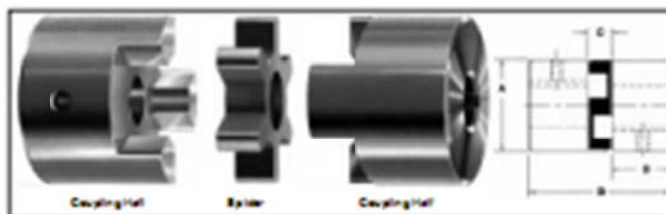
NOTE: Above H.P. capacities are originally given under service conditions. When higher speeds used multiply capacities by five.

Martin MS (Super Series) — Torque and Horsepower Ratings

| Driving Number | Torque Rating (Lbs-in) | | Bore Size Horsepower Capacity at Various RPM | | | | | Max. Size | (Bore) Weight |
|----------------|------------------------|-----|--|-----|-----|-----|-----|-----------|---------------|
| | Bore Size | HP | 100 | 200 | 300 | 400 | 500 | | |
| MS250 | 3 1/2 | 112 | 24 | 18 | 21 | 10 | 21 | 4 | 18 |
| MS270 | 4 | 118 | 25 | 19 | 22 | 11 | 22 | 4 | 18 |
| MS275 | 4 1/2 | 121 | 26 | 20 | 23 | 11 | 22 | 4 | 18 |
| MS300 | 5 | 126 | 27 | 21 | 24 | 12 | 23 | 4 | 18 |
| MS325 | 5 1/2 | 131 | 28 | 22 | 25 | 13 | 24 | 4 | 18 |
| MS350 | 6 | 136 | 29 | 23 | 26 | 14 | 25 | 4 | 18 |
| MS375 | 6 1/2 | 141 | 30 | 24 | 27 | 15 | 26 | 4 | 18 |
| MS400 | 7 | 146 | 31 | 25 | 28 | 16 | 27 | 4 | 18 |
| MS425 | 7 1/2 | 151 | 32 | 26 | 29 | 17 | 28 | 4 | 18 |
| MS450 | 8 | 156 | 33 | 27 | 30 | 18 | 29 | 4 | 18 |
| MS475 | 8 1/2 | 161 | 34 | 28 | 31 | 19 | 30 | 4 | 18 |
| MS500 | 9 | 166 | 35 | 29 | 32 | 20 | 31 | 4 | 18 |
| MS525 | 9 1/2 | 171 | 36 | 30 | 33 | 21 | 32 | 4 | 18 |
| MS550 | 10 | 176 | 37 | 31 | 34 | 22 | 33 | 4 | 18 |
| MS575 | 10 1/2 | 181 | 38 | 32 | 35 | 23 | 34 | 4 | 18 |
| MS600 | 11 | 186 | 39 | 33 | 36 | 24 | 35 | 4 | 18 |
| MS625 | 11 1/2 | 191 | 40 | 34 | 37 | 25 | 36 | 4 | 18 |
| MS650 | 12 | 196 | 41 | 35 | 38 | 26 | 37 | 4 | 18 |
| MS675 | 12 1/2 | 201 | 42 | 36 | 39 | 27 | 38 | 4 | 18 |
| MS700 | 13 | 206 | 43 | 37 | 40 | 28 | 39 | 4 | 18 |
| MS725 | 13 1/2 | 211 | 44 | 38 | 41 | 29 | 40 | 4 | 18 |
| MS750 | 14 | 216 | 45 | 39 | 42 | 30 | 41 | 4 | 18 |
| MS775 | 14 1/2 | 221 | 46 | 40 | 43 | 31 | 42 | 4 | 18 |
| MS800 | 15 | 226 | 47 | 41 | 44 | 32 | 43 | 4 | 18 |
| MS825 | 15 1/2 | 231 | 48 | 42 | 45 | 33 | 44 | 4 | 18 |
| MS850 | 16 | 236 | 49 | 43 | 46 | 34 | 45 | 4 | 18 |
| MS875 | 16 1/2 | 241 | 50 | 44 | 47 | 35 | 46 | 4 | 18 |
| MS900 | 17 | 246 | 51 | 45 | 48 | 36 | 47 | 4 | 18 |
| MS925 | 17 1/2 | 251 | 52 | 46 | 49 | 37 | 48 | 4 | 18 |
| MS950 | 18 | 256 | 53 | 47 | 50 | 38 | 49 | 4 | 18 |
| MS975 | 18 1/2 | 261 | 54 | 48 | 51 | 39 | 50 | 4 | 18 |
| MS1000 | 19 | 266 | 55 | 49 | 52 | 40 | 51 | 4 | 18 |

NOTE: Above H.P. capacities are originally given under service conditions. When higher speeds used multiply capacities by five.
 Max. Allowable Capacities: Angular up to 1° Parallel up to 0.15 inches.
 Type for representative H.P. 1000 at 1500 RPM.

Stock Jaw Couplings



Dimensions

| Coupling Number | Hub Dia. A | Overall Length H | Outside Dia. Flanges C | Length Thru Bore D | Bore | | Height Dia. U |
|-----------------|------------|------------------|------------------------|--------------------|---------|---------|---------------|
| | | | | | Min. | Max. | |
| ML025 | 3/4" | 1 1/2" | 1 1/2" | 1 1/2" | 3/8" | 3/8" | 0.7 |
| ML030 | 1 1/4" | 1 7/8" | 1 7/8" | 1 7/8" | 1/2" | 1/2" | 0.9 |
| ML035 | 1 3/4" | 2" | 2" | 2" | 5/8" | 5/8" | 1.0 |
| ML040 | 2" | 2 1/4" | 2 1/4" | 2 1/4" | 3/4" | 3/4" | 1.1 |
| ML045 | 2 1/4" | 2 5/8" | 2 5/8" | 2 5/8" | 7/8" | 7/8" | 1.2 |
| ML050 | 2 3/4" | 3" | 3" | 3" | 1" | 1" | 1.3 |
| ML055 | 3" | 3 1/4" | 3 1/4" | 3 1/4" | 1 1/8" | 1 1/8" | 1.4 |
| ML060 | 3 1/4" | 3 5/8" | 3 5/8" | 3 5/8" | 1 1/4" | 1 1/4" | 1.5 |
| ML065 | 3 3/4" | 4" | 4" | 4" | 1 3/8" | 1 3/8" | 1.6 |
| ML070 | 4" | 4 1/4" | 4 1/4" | 4 1/4" | 1 1/2" | 1 1/2" | 1.7 |
| ML075 | 4 1/4" | 4 5/8" | 4 5/8" | 4 5/8" | 1 5/8" | 1 5/8" | 1.8 |
| ML080 | 4 3/4" | 5" | 5" | 5" | 2" | 2" | 1.9 |
| ML085 | 5" | 5 1/4" | 5 1/4" | 5 1/4" | 2 1/8" | 2 1/8" | 2.0 |
| ML090 | 5 1/4" | 5 5/8" | 5 5/8" | 5 5/8" | 2 1/4" | 2 1/4" | 2.1 |
| ML095 | 5 3/4" | 6" | 6" | 6" | 2 3/8" | 2 3/8" | 2.2 |
| ML100 | 6" | 6 1/4" | 6 1/4" | 6 1/4" | 2 1/2" | 2 1/2" | 2.3 |
| ML105 | 6 1/4" | 6 5/8" | 6 5/8" | 6 5/8" | 2 5/8" | 2 5/8" | 2.4 |
| ML110 | 6 3/4" | 7" | 7" | 7" | 3" | 3" | 2.5 |
| ML115 | 7" | 7 1/4" | 7 1/4" | 7 1/4" | 3 1/8" | 3 1/8" | 2.6 |
| ML120 | 7 1/4" | 7 5/8" | 7 5/8" | 7 5/8" | 3 1/4" | 3 1/4" | 2.7 |
| ML125 | 7 3/4" | 8" | 8" | 8" | 3 3/8" | 3 3/8" | 2.8 |
| ML130 | 8" | 8 1/4" | 8 1/4" | 8 1/4" | 3 1/2" | 3 1/2" | 2.9 |
| ML135 | 8 1/4" | 8 5/8" | 8 5/8" | 8 5/8" | 3 5/8" | 3 5/8" | 3.0 |
| ML140 | 8 3/4" | 9" | 9" | 9" | 4" | 4" | 3.1 |
| ML145 | 9" | 9 1/4" | 9 1/4" | 9 1/4" | 4 1/8" | 4 1/8" | 3.2 |
| ML150 | 9 1/4" | 9 5/8" | 9 5/8" | 9 5/8" | 4 1/4" | 4 1/4" | 3.3 |
| ML155 | 9 3/4" | 10" | 10" | 10" | 4 3/8" | 4 3/8" | 3.4 |
| ML160 | 10" | 10 1/4" | 10 1/4" | 10 1/4" | 4 1/2" | 4 1/2" | 3.5 |
| ML165 | 10 1/4" | 10 5/8" | 10 5/8" | 10 5/8" | 4 5/8" | 4 5/8" | 3.6 |
| ML170 | 10 3/4" | 11" | 11" | 11" | 4 3/4" | 4 3/4" | 3.7 |
| ML175 | 11" | 11 1/4" | 11 1/4" | 11 1/4" | 4 7/8" | 4 7/8" | 3.8 |
| ML180 | 11 1/4" | 11 5/8" | 11 5/8" | 11 5/8" | 5" | 5" | 3.9 |
| ML185 | 11 3/4" | 12" | 12" | 12" | 5 1/8" | 5 1/8" | 4.0 |
| ML190 | 12" | 12 1/4" | 12 1/4" | 12 1/4" | 5 1/4" | 5 1/4" | 4.1 |
| ML195 | 12 1/4" | 12 5/8" | 12 5/8" | 12 5/8" | 5 3/8" | 5 3/8" | 4.2 |
| ML200 | 12 3/4" | 13" | 13" | 13" | 5 1/2" | 5 1/2" | 4.3 |
| ML205 | 13" | 13 1/4" | 13 1/4" | 13 1/4" | 5 5/8" | 5 5/8" | 4.4 |
| ML210 | 13 1/4" | 13 5/8" | 13 5/8" | 13 5/8" | 5 3/4" | 5 3/4" | 4.5 |
| ML215 | 13 3/4" | 14" | 14" | 14" | 5 7/8" | 5 7/8" | 4.6 |
| ML220 | 14" | 14 1/4" | 14 1/4" | 14 1/4" | 6" | 6" | 4.7 |
| ML225 | 14 1/4" | 14 5/8" | 14 5/8" | 14 5/8" | 6 1/8" | 6 1/8" | 4.8 |
| ML230 | 14 3/4" | 15" | 15" | 15" | 6 1/4" | 6 1/4" | 4.9 |
| ML235 | 15" | 15 1/4" | 15 1/4" | 15 1/4" | 6 3/8" | 6 3/8" | 5.0 |
| ML240 | 15 1/4" | 15 5/8" | 15 5/8" | 15 5/8" | 6 1/2" | 6 1/2" | 5.1 |
| ML245 | 15 3/4" | 16" | 16" | 16" | 6 5/8" | 6 5/8" | 5.2 |
| ML250 | 16" | 16 1/4" | 16 1/4" | 16 1/4" | 6 3/4" | 6 3/4" | 5.3 |
| ML255 | 16 1/4" | 16 5/8" | 16 5/8" | 16 5/8" | 6 7/8" | 6 7/8" | 5.4 |
| ML260 | 16 3/4" | 17" | 17" | 17" | 7" | 7" | 5.5 |
| ML265 | 17" | 17 1/4" | 17 1/4" | 17 1/4" | 7 1/8" | 7 1/8" | 5.6 |
| ML270 | 17 1/4" | 17 5/8" | 17 5/8" | 17 5/8" | 7 1/4" | 7 1/4" | 5.7 |
| ML275 | 17 3/4" | 18" | 18" | 18" | 7 3/8" | 7 3/8" | 5.8 |
| ML280 | 18" | 18 1/4" | 18 1/4" | 18 1/4" | 7 1/2" | 7 1/2" | 5.9 |
| ML285 | 18 1/4" | 18 5/8" | 18 5/8" | 18 5/8" | 7 5/8" | 7 5/8" | 6.0 |
| ML290 | 18 3/4" | 19" | 19" | 19" | 7 3/4" | 7 3/4" | 6.1 |
| ML295 | 19" | 19 1/4" | 19 1/4" | 19 1/4" | 7 7/8" | 7 7/8" | 6.2 |
| ML300 | 19 1/4" | 19 5/8" | 19 5/8" | 19 5/8" | 8" | 8" | 6.3 |
| ML305 | 19 3/4" | 20" | 20" | 20" | 8 1/8" | 8 1/8" | 6.4 |
| ML310 | 20" | 20 1/4" | 20 1/4" | 20 1/4" | 8 1/4" | 8 1/4" | 6.5 |
| ML315 | 20 1/4" | 20 5/8" | 20 5/8" | 20 5/8" | 8 3/8" | 8 3/8" | 6.6 |
| ML320 | 20 3/4" | 21" | 21" | 21" | 8 1/2" | 8 1/2" | 6.7 |
| ML325 | 21" | 21 1/4" | 21 1/4" | 21 1/4" | 8 5/8" | 8 5/8" | 6.8 |
| ML330 | 21 1/4" | 21 5/8" | 21 5/8" | 21 5/8" | 8 3/4" | 8 3/4" | 6.9 |
| ML335 | 21 3/4" | 22" | 22" | 22" | 8 7/8" | 8 7/8" | 7.0 |
| ML340 | 22" | 22 1/4" | 22 1/4" | 22 1/4" | 9" | 9" | 7.1 |
| ML345 | 22 1/4" | 22 5/8" | 22 5/8" | 22 5/8" | 9 1/8" | 9 1/8" | 7.2 |
| ML350 | 22 3/4" | 23" | 23" | 23" | 9 1/4" | 9 1/4" | 7.3 |
| ML355 | 23" | 23 1/4" | 23 1/4" | 23 1/4" | 9 3/8" | 9 3/8" | 7.4 |
| ML360 | 23 1/4" | 23 5/8" | 23 5/8" | 23 5/8" | 9 1/2" | 9 1/2" | 7.5 |
| ML365 | 23 3/4" | 24" | 24" | 24" | 9 5/8" | 9 5/8" | 7.6 |
| ML370 | 24" | 24 1/4" | 24 1/4" | 24 1/4" | 9 3/4" | 9 3/4" | 7.7 |
| ML375 | 24 1/4" | 24 5/8" | 24 5/8" | 24 5/8" | 9 7/8" | 9 7/8" | 7.8 |
| ML380 | 24 3/4" | 25" | 25" | 25" | 10" | 10" | 7.9 |
| ML385 | 25" | 25 1/4" | 25 1/4" | 25 1/4" | 10 1/8" | 10 1/8" | 8.0 |
| ML390 | 25 1/4" | 25 5/8" | 25 5/8" | 25 5/8" | 10 1/4" | 10 1/4" | 8.1 |
| ML395 | 25 3/4" | 26" | 26" | 26" | 10 3/8" | 10 3/8" | 8.2 |
| ML400 | 26" | 26 1/4" | 26 1/4" | 26 1/4" | 10 1/2" | 10 1/2" | 8.3 |
| ML405 | 26 1/4" | 26 5/8" | 26 5/8" | 26 5/8" | 10 5/8" | 10 5/8" | 8.4 |
| ML410 | 26 3/4" | 27" | 27" | 27" | 10 3/4" | 10 3/4" | 8.5 |
| ML415 | 27" | 27 1/4" | 27 1/4" | 27 1/4" | 10 7/8" | 10 7/8" | 8.6 |
| ML420 | 27 1/4" | 27 5/8" | 27 5/8" | 27 5/8" | 11" | 11" | 8.7 |
| ML425 | 27 3/4" | 28" | 28" | 28" | 11 1/8" | 11 1/8" | 8.8 |
| ML430 | 28" | 28 1/4" | 28 1/4" | 28 1/4" | 11 1/4" | 11 1/4" | 8.9 |
| ML435 | 28 1/4" | 28 5/8" | 28 5/8" | 28 5/8" | 11 3/8" | 11 3/8" | 9.0 |
| ML440 | 28 3/4" | 29" | 29" | 29" | 11 1/2" | 11 1/2" | 9.1 |
| ML445 | 29" | 29 1/4" | 29 1/4" | 29 1/4" | 11 5/8" | 11 5/8" | 9.2 |
| ML450 | 29 1/4" | 29 5/8" | 29 5/8" | 29 5/8" | 11 3/4" | 11 3/4" | 9.3 |
| ML455 | 29 3/4" | 30" | 30" | 30" | 11 7/8" | 11 7/8" | 9.4 |
| ML460 | 30" | 30 1/4" | 30 1/4" | 30 1/4" | 12" | 12" | 9.5 |
| ML465 | 30 1/4" | 30 5/8" | 30 5/8" | 30 5/8" | 12 1/8" | 12 1/8" | 9.6 |
| ML470 | 30 3/4" | 31" | 31" | 31" | 12 1/4" | 12 1/4" | 9.7 |
| ML475 | 31" | 31 1/4" | 31 1/4" | 31 1/4" | 12 3/8" | 12 3/8" | 9.8 |
| ML480 | 31 1/4" | 31 5/8" | 31 5/8" | 31 5/8" | 12 1/2" | 12 1/2" | 9.9 |
| ML485 | 31 3/4" | 32" | 32" | 32" | 12 5/8" | 12 5/8" | 10.0 |
| ML490 | 32" | 32 1/4" | 32 1/4" | 32 1/4" | 12 3/4" | 12 3/4" | 10.1 |
| ML495 | 32 1/4" | 32 5/8" | 32 5/8" | 32 5/8" | 12 7/8" | 12 7/8" | 10.2 |
| ML500 | 32 3/4" | 33" | 33" | 33" | 13" | 13" | 10.3 |
| ML505 | 33" | 33 1/4" | 33 1/4" | 33 1/4" | 13 1/8" | 13 1/8" | 10.4 |
| ML510 | 33 1/4" | 33 5/8" | 33 5/8" | 33 5/8" | 13 1/4" | 13 1/4" | 10.5 |
| ML515 | 33 3/4" | 34" | 34" | 34" | 13 3/8" | 13 3/8" | 10.6 |
| ML520 | 34" | 34 1/4" | 34 1/4" | 34 1/4" | 13 1/2" | 13 1/2" | 10.7 |
| ML525 | 34 1/4" | 34 5/8" | 34 5/8" | 34 5/8" | 13 5/8" | 13 5/8" | 10.8 |
| ML530 | 34 3/4" | 35" | 35" | 35" | 13 3/4" | 13 3/4" | 10.9 |
| ML535 | 35" | 35 1/4" | 35 1/4" | 35 1/4" | 13 7/8" | 13 7/8" | 11.0 |
| ML540 | 35 1/4" | 35 5/8" | 35 5/8" | 35 5/8" | 14" | 14" | 11.1 |
| ML545 | 35 3/4" | 36" | 36" | 36" | 14 1/8" | 14 1/8" | 11.2 |
| ML550 | 36" | 36 1/4" | 36 1/4" | 36 1/4" | 14 1/4" | 14 1/4" | 11.3 |
| ML555 | 36 1/4" | 36 5/8" | 36 5/8" | 36 5/8" | 14 3/8" | 14 3/8" | 11.4 |
| ML560 | 36 3/4" | 37" | 37" | 37" | 14 1/2" | 14 1/2" | 11.5 |
| ML565 | 37" | 37 1/4" | 37 1/4" | 37 1/4" | 14 5/8" | 14 5/8" | 11.6 |
| ML570 | 37 1/4" | 37 5/8" | 37 5/8" | 37 5/8" | 14 3/4" | 14 3/4" | 11.7 |
| ML575 | 37 3/4" | 38" | 38" | 38" | 14 7/8" | 14 7/8" | 11.8 |
| ML580 | 38" | 38 1/4" | 38 1/4" | 38 1/4" | 15" | 15" | 11.9 |
| ML585 | 38 1/4" | 38 5/8" | 38 5/8" | 38 5/8" | 15 1/8" | 15 1/8" | 12.0 |
| ML590 | 38 3/4" | 39" | 39" | 39" | 15 1/4" | 15 1/4" | 12.1 |
| ML595 | 39" | 39 1/4" | 39 1/4" | 39 1/4" | 15 3/8" | 15 3/8" | 12.2 |
| ML600 | 39 1/4" | 39 5/8" | 39 5/8" | 39 5/8" | 15 1/2" | 15 1/2" | 12.3 |
| ML605 | 39 3/4" | 40" | 40" | 40" | 15 5/8" | 15 5/8" | 12.4 |
| ML610 | 40" | 40 1/4" | 40 1/4" | 40 1/4" | 15 3/4" | 15 3/4" | 12.5 |
| ML615 | 40 1/4" | 40 5/8" | 40 5/8" | 40 5/8" | 15 7/8" | 15 7/8" | 12.6 |
| ML620 | 40 3/4" | 41" | 41" | 41" | 16" | 16" | 12.7 |
| ML625 | 41" | 41 1/4" | 41 1/4" | 41 1/4" | 16 1/8" | 16 1/8" | 12.8 |
| ML630 | 41 1/4" | 41 5/8" | 41 5/8" | 41 5/8" | 16 1/4" | 16 1/4" | 12.9 |
| ML635 | 41 3/4" | 42" | 42" | 42" | 16 3/8" | 16 3/8" | 13.0 |
| ML640 | 42" | 42 1/4" | 42 1/4" | 42 1/4" | 16 1/2" | 16 1/2" | 13.1 |
| ML645 | 42 1/4" | 42 5/8" | 42 5/8" | 42 5/8" | 16 5/8" | 16 5/8" | 13.2 |
| ML650 | 42 3/4" | 43" | 43" | 43" | 16 3/4" | 16 3/4" | 13.3 |
| ML655 | 43" | 43 1/4" | 43 1/4" | 43 1/4" | 16 7/8" | 16 7/8" | 13.4 |
| ML660 | 43 1/4" | 43 5/8" | 43 5/8" | 43 5/8" | 17" | 17" | 13.5 |
| ML665 | 43 3/4" | 44" | 44" | 44" | 17 1/8" | 17 1/8" | 13.6 |
| ML670 | 44" | 44 1/4" | 44 1/4" | 44 1/4" | 17 1/4" | 17 1/4" | 13.7 |
| ML675 | 44 1/4" | 44 5/8" | 44 5/8" | 44 5/8" | 17 3/8" | 17 3/8" | 13.8 |
| ML680 | 44 3/4" | 45" | 45" | 45" | 17 1/2" | 17 1/2" | 13.9 |
| ML685 | 45" | 45 1/4" | 45 1/4" | 45 1/4" | 17 5/8" | 17 5/8" | 14.0 |
| ML690 | 45 1/4" | 45 5/8" | 45 5/8" | 45 5/ | | | |

Anexo G. Data sheet Acelerómetro.

PRODUCT DATA

DeltaTron® Accelerometers

— Types 4513, 4513-001, 4513-002, 4513-B, 4513-B-001 and 4513-B-002

The wide frequency range, low noise-to-signal ratio and choice of sensitivity from 1 to 50 mV/ms² (10 to 500 mV/g) means the Type 4513 range of accelerometers covers a wide range of measurement applications and can be used in a variety of environmental conditions.

FEATURES

- Insulated base
- Hermetically sealed
- High resolution
- Low noise
- Low-impedance output
- TEDS – 'B' types only

Description

The Type 4513 accelerometer family are piezoelectric Shear accelerometers with integral electronics. The transducers feature a 10–32 UNF side connector, an insulated base and are hermetically sealed. The transducers have a high resolution, giving an excellent signal-to-noise ratio. They can be mounted by means of a 10–32 UNF threaded stud, or adhesively mounted.

Characteristics

The piezoelectric accelerometers feature built-in preamplifiers. The sensitivity is expressed in terms of voltage per unit acceleration (mV/g).

In the Shear design, the piezoelectric element undergoes shear deformation as in the DeltaShear® design. Two rectangular slices of piezoelectric material are arranged on opposite sides of a rectangular centre post. This design gives a high degree of linearity, and excellent immunity to base bending and temperature fluctuations. The signal is collected and amplified in the built-in amplifier. The housing material is titanium.

TEDS Versions ('B' Types)

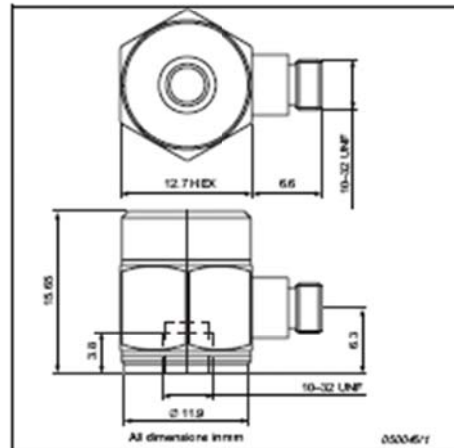
The 'B' version of each Type 4513 includes Transducer Electronic Datasheet (TEDS), containing sensor specific and application specific information, including frequency and phase response compensation. The 'B' versions are in all other aspects identical to the 'non-B' versions. The



TEDS device will survive the temperature range of the accelerometer and operate in the temperature range from –40°C to +85°C.

Calibration

The transducers are individually calibrated using state-of-the-art random FFT technology, providing an 800-point high-resolution calibration (magnitude and phase), ultimately giving a unique characterisation and securing the integrity of the vibration measurement. The sensitivity given on the calibration chart has been measured at 159.2 Hz with a 95% confidence level, using a coverage factor $k = 2$.

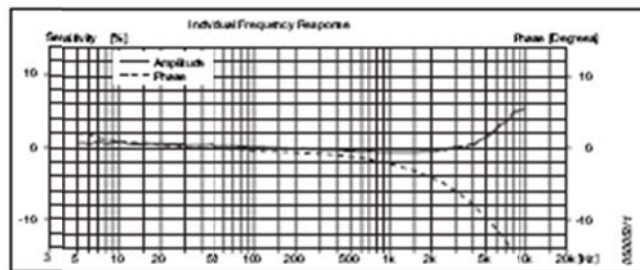


Brüel & Kjær 

Specifications – General Purpose DeltaTron Accelerometers
Types 4513(-B), 4513(-B)-001 and 4513(-B)-002

| | Units | 4513/ 4513-B | 4513-001/ 4513-B-001 | 4513-002/ 4513-B-002 |
|--|--------------------------------|--------------------------------|------------------------------|------------------------------|
| Dynamic Characteristics | | | | |
| Voltage Sensitivity (Ø 180 Hz) | mV/ms ² (mV/g) | 1 ± 12% - 0% | 10 ± 12% - 0% | 50 ± 12% - 0% |
| Measuring Range (apx) | ms ⁻² (g) | 4000 (500) | 400 (50) | 90 (10) |
| Frequency Response | | See typical amplitude response | | |
| Mounted Resonance Frequency | kHz | 32 | | |
| Amplitude Response ±10% (typical) ^a | Hz | 1 to 10000 | | |
| Residual Noise | mg | 0.8 | 0.2 | 0.1 |
| Transverse Sensitivity | % | ±5 | | |
| Electrical Characteristics | | | | |
| Output Impedance (typical) | Ω | 20 | 100 | 200 |
| DC Output | At room temperature | V | | |
| Bias Voltage | In specified temperature range | V | | |
| Power Supply | | mA | | |
| Start-up Time | s | 1 | 1 | 3 |
| Grounding | | Insulated base | | |
| Environmental Characteristics | | | | |
| Temperature Range | °C (°F) | -51 to +121 (-60 to +250) | -51 to +100 (-60 to +212) | -51 to +100 (-60 to +212) |
| Humidity | | Hermetically sealed | | |
| Max. Operational Shock (peak) | g pk | 5000 | | |
| Base Drift Sensitivity | Eqiv. %/g g/strain | 0.005 | | |
| Thermal Transient Sensitivity | Eqiv. %/°C (%/°F) | 0.24 (0.13) | | |
| Thermal Shock Sensitivity | g/°C | 0.04 | | |
| Physical Characteristics | | | | |
| Dimensions | | See outline drawing | | |
| Weight | gram (oz.) | 8.6 (0.3) | | |
| Case Material | | Titanium | | |
| Connector | | 10-32 UNF | | |
| Mounting | | 10-32 UNF threaded hole | | |
| Mounting Torque | Nm (lb.in.) | 1.7 (15) | | |

a. Individual frequency response calibration up to 10 kHz
All values are typical at 25°C (77°F) unless measurement uncertainty is specified.



TRADEMARKS
Teflon is a registered trademark of E. I. du Pont de Nemours and Company.

Brüel & Kjær reserves the right to change specifications and accessories without notice.

HEADQUARTERS: DK-2850 Naersø - Denmark - Telephone: +45 4586 8500
Fax: +45 4589 1495 - www.bkav.com - info@bkav.com

Australia (+61) 2 9609 0009 - Austria (+43) 1 885 74 00 - Brazil (+55) 11 5168 0161
Canada (+1) 514 695 0225 - China (+86) 10 663 26905 - Czech Republic (+420) 2 7670 1100
France (+33) 1 96 43 71 00 - Germany (+49) 421 17 87 0
Hong Kong (+852) 2548 7488 - Hungary (+36) 1 76 53 055 - Ireland (+353) 1 907 4083
Italy (+39) 057 66091 - Japan (+81) 3 535 1812 - Republic of Korea (+82) 2 5475 0635
Netherlands (+31) 13 18 52 9290 - Norway (+47) 69 77 11 55 - Poland (+48) 22 819 75 50
Portugal (+351) 21 4 189 040 - Singapore (+65) 377 4512 - Slovak Republic (+421) 25 443 0791
Spain (+34) 91 85 14 000 - Sweden (+46) 33 225 822 - Switzerland (+41) 44 8967 235
Taiwan (+86) 2 2532 7265 - United Kingdom (+44) 14 38 736 000 - USA (+1) 603 332 2040

Local representatives and service organizations worldwide

COMPLIANCE WITH STANDARDS

CE Compliance with EMC Directive and Low Voltage Directive of the EU

Compliance with the EMC requirements of Australia and New Zealand

Ordering Information

Types 4513(-B), 4513(-B)-001 and 4513(-B)-002 include the following accessories:

- Carrying box
- Calibration chart
- 10-32 UNF Beryllium mounting stud, length 6.7 mm (0.26")
- S¹ versions include TEDS

OPTIONAL ACCESSORIES*

- AO-0038-O-012: Teflon[®] super low-noise cable, 10-32 UNF to 10-32 UNF connector 350°C (482°F), length 1.2 m (4 ft)
- AO-0531-O-050: PVC Insulated flexible cable, 10-32 UNF to BNC connector 70°C (158°F), 5 m (17 ft)
- JP-0145: Plug adaptor, BNC/10-32 UNF
- UA-0185: Extension connector for 10-32 UNF cables, set of 25
- GG-0007: Tube of cyanoacrylate adhesive
- YJ-0218: Beeswax for mounting
- DB-0544: 10-32 UNF Round tip
- QA-0025: Tap for 10-32 UNF thread
- UA-0866: Cement stud 10-32 UNF 0.14 mm (0.005") (set of 25)
- UA-2064: 10-32 UNF threaded steel stud with flange, length 5.3 mm (0.2"), set of 10
- UA-2063: 10-32 UNF threaded steel studs, length 7.5 mm (0.3"), set of 10

SERVICE

- 4513-CAP: IEPE Accelerometer, Accredited Calibration
- 4513-CAI: IEPE Accelerometer, Accredited Calibration Performed as Initial
- 4513-CTP: IEPE Accelerometer, Traceable Calibration
- 4513-CTC: IEPE Accelerometer, Traceable Calibration Performed as Initial
- 4513-EW1: IEPE Accelerometer, Extended Warranty, one year extension

* Additional accessories and cables are available (see www.bkav.com)

Brüel & Kjær



Anexo H. Calibración sensor.

Para el banco de pruebas de vibraciones mecánicas se hace necesario realizar actividades que involucra la metrología, por tal razón la medición debe ser validada por fundamentos científicos que de respaldo teórico y experimental de la toma de datos.

La calibración establece la relación entre el equipo sujeto a calibración y el equipo calibrado, la relación se obtiene ya sea por las siguientes alternativas: error, corrección, linealidad o incertidumbre, realizada a través de diferentes mediciones para comprobar su veracidad.

Reporte del procedimiento realizado.

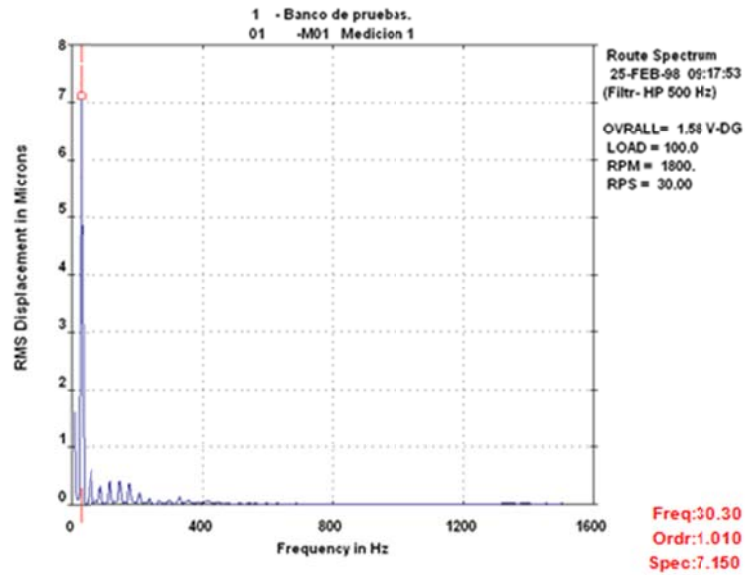
El equipo de medición implementado en el proyecto de grado se calibro mediante comparación directa, que consiste en comparan directa e instantáneamente los valores proporcionados por el equipo sujeto a calibrar contra los valores proporcionados por el equipo calibrado.

Se utilizó el ANALIZADOR CSI como equipo de referencia (computational Systems Incorporated) ubicado en el laboratorio de vibraciones mecánicas, asumiendo que se encuentra en óptimas condiciones de calibración, y el equipo de medición a calibrar fue el acelerómetro Bruel & Kjaen y sus datos fueron suministrados por el software LabVIEW descrito en el proyecto.

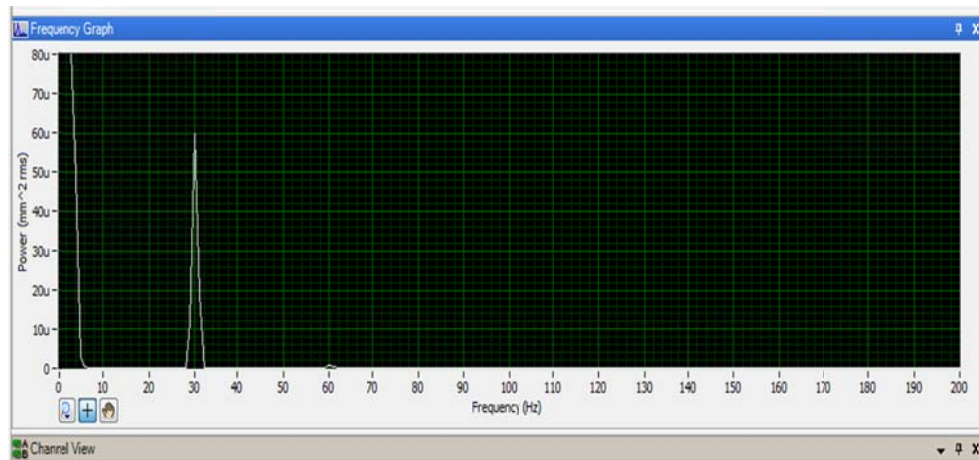
Las mediciones fueron realizadas en los apoyos del banco de pruebas, mediante la reproducción de una falla existente con magnitud considerable, con el propósito de evidenciar de forma clara las señales vibratorias, además captar las lectura arrojadas por cada uno de los dos instrumentos de medición para realizar la respectiva comparación, las cuales arrojaron el siguiente resultado.

Medición 1.

Datos suministrados por el analizador.



Datos suministrados por LabVIEW.



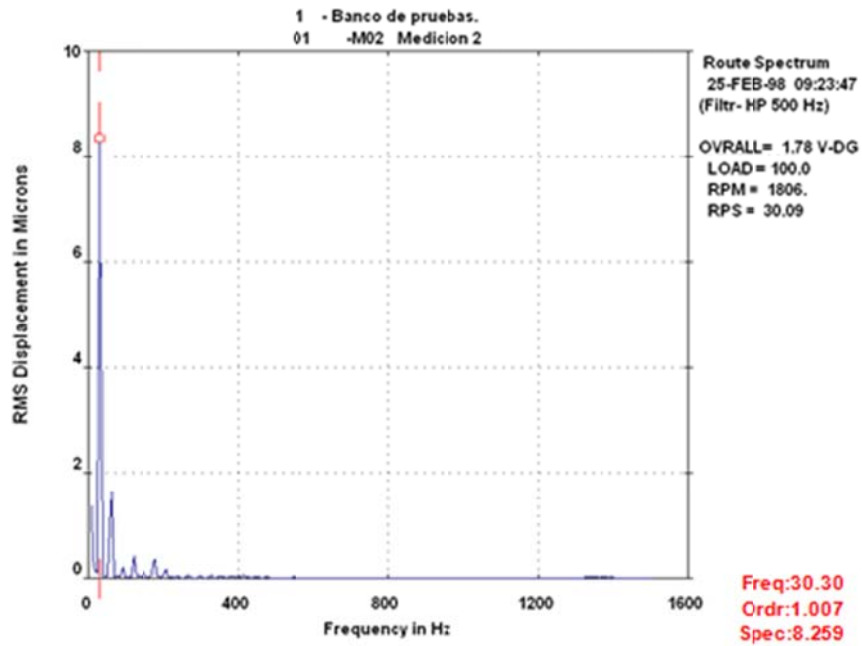
Datos Generados.

| Y_Unit_Label | Power (mm ² rms) | |
|--------------|-----------------------------|-------------|
| X_Dimension | Frequency (Hz) | |
| X_Value | spectrum 1 | Micras |
| 25 | 1,94E-09 | |
| 26 | 5,58E-10 | |
| 27 | 1,31E-09 | |
| 28 | 4,82E-08 | |
| 29 | 9,50E-06 | |
| 30 | 5,93E-05 | 7,699156447 |
| 31 | 2,26E-05 | |
| 32 | 1,29E-07 | |
| 33 | 1,07E-09 | |
| 34 | 1,67E-10 | |

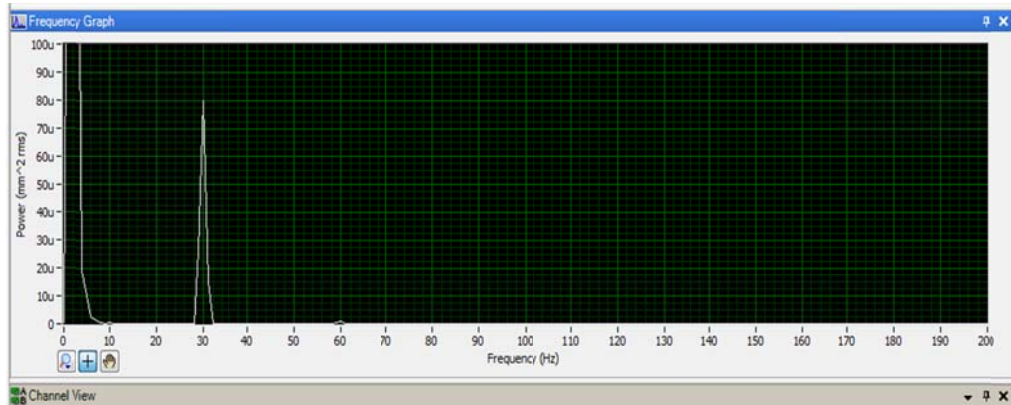
Tabla comparativa.

| Medición 1. | | | | |
|-----------------|-------------------|-----------------------|-------------------|--------------------------|
| Analizador | | Sensor piezoeléctrico | | Error Relativo máximo[%] |
| Frecuencia [Hz] | Amplitud [micras] | Frecuencia [Hz] | Amplitud [micras] | |
| 30 | 7,15 | 30 | 7,69 | 7,55 |

Medición 2.



Datos suministrados por LabVIEW.



Datos generados.

| Y_Unit_Label | Power (mm ² rms) | |
|--------------|-----------------------------|-------------|
| X_Dimension | Frequency (Hz) | |
| X_Value | spectrum 1 | Micras |
| 25 | 1,98E-10 | |
| 26 | 6,77E-10 | |
| 27 | 7,43E-10 | |
| 28 | 2,43E-08 | |
| 29 | 2,19E-05 | |
| 30 | 7,79E-05 | 8,823369538 |
| 31 | 1,77E-05 | |
| 32 | 1,31E-08 | |
| 33 | 2,27E-10 | |
| 34 | 3,90E-10 | |

Tabla comparativa.

| Medición 2. | | | | |
|-----------------|-------------------|-----------------------|-------------------|--------------------------|
| Analizador | | Sensor piezoeléctrico | | Error Relativo máximo[%] |
| Frecuencia [Hz] | Amplitud [micras] | Frecuencia [Hz] | Amplitud [micras] | |
| 30 | 8,259 | 30 | 8,823 | 6,83 |

La variación en la toma de datos es producto a dos factores relevantes, el primero de ellos es relacionado con el sistema de sujeción del analizador, y el segundo de ellos es por la sensibilidad del sensor piezoeléctrico.