

**BANCO DE PRUEBAS DE VIBRACIONES MECÁNICAS PARA ESTUDIO DE
FALLAS DE DIENTE ROTO, EXCENTRICIDAD Y DESALINEACIÓN EN
ENGRANAJES RECTOS**

**ANDERSON GIOVANNY HERRERA DELGADO
IVÁN ERNESTO JAIMES SÁNCHEZ**

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

2014

**BANCO DE PRUEBAS DE VIBRACIONES MECÁNICAS PARA ESTUDIO DE
FALLAS DE DIENTE ROTO, EXCENTRICIDAD Y DESALINEACIÓN EN
ENGRANAJES RECTOS**

**ANDERSON GIOVANNY HERRERA DELGADO
IVÁN ERNESTO JAIMES SÁNCHEZ**

**Trabajo de grado para optar al título de
Ingeniero Mecánico**

Director

**JABID EDUARDO QUIROGA MÉNDEZ
Ingeniero Mecánico, M.Sc.**

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

2014

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN	19
1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.....	20
1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	20
1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA.	21
1.3 OBJETIVOS.....	22
1.3.1 Objetivo General.	22
1.3.2 Objetivos Específicos.....	22
2. MARCO TEÓRICO.	24
2.1 VIBRACIÓN.	24
2.1.1 Fenómeno Vibratorio En Sistemas Mecánicos.	24
2.1.2 Características De Las Vibraciones.	25
2.1.3 Parámetros De La Vibración.	26
2.1.4 Fenómeno De Resonancia.	27
2.2 MEDICIÓN DE VIBRACIÓN.	27
2.2.1 Transductores Piezoeléctricos.	28
2.2.2 Método De Sujeción De Sensores.	28
2.2.3 Sensores Utilizados Para La Medición De Las Vibraciones En El Banco.	29
2.2.4 Sistema De Adquisición De Datos.	29
2.2.5 Analizador De Vibraciones FLUKE 810.	30
2.3 MARTILLO DE IMPACTO PCB 086C03.....	31
2.4 ALINEADOR LASER DE EJES TKSA 20 DE SKF.	32

3. DOMINIOS PARA LA DESCRIPCIÓN Y ANÁLISIS DE LA VIBRACIÓN.	35
3.1 ANÁLISIS EN EL DOMINIO DEL TIEMPO.	35
3.2 ANÁLISIS EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA.	38
4. DIAGNÓSTICO DE FALLAS.....	40
4.1 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES.	40
4.2 FALLOS EN ENGRANAJES.	40
4.3 DIAGNOSTICO DE AVERÍAS EN ENGRANAJES.	41
4.4 ANÁLISIS ESPECTRAL PARA DIAGNOSTICO.....	44
5. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO.	45
5.1 SISTEMA DE LUBRICACIÓN.....	45
5.2 SISTEMAS DE ALINEACIÓN.....	46
5.3 SISTEMA DE POTENCIA.....	47
5.4 SIMULACIÓN DE FALLAS.....	48
6. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS.	50
6.1 DISEÑO DE ENGRANAJES.	50
6.1.1 Análisis De Resistencias En Los Engranajes.....	55
6.1.2 Análisis De Esfuerzos Engranajes.	57
6.2 DISEÑO DEL EJE DE ENTRADA Y SALIDA.....	61
6.2.1 Material Seleccionado.....	61
6.2.2 Calculo Del Eje De Entrada.	62
6.2.3 Calculo Del Eje De Salida.	73
6.3 SELECCIÓN DE APOYOS.	82
6.4 SELECCIÓN DEL ACOUPLE.....	91

7. ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS DEL BANCO DE PRUEBAS.	95
7.1 PRUEBAS EXPERIMENTALES DE FRECUENCIA.	96
7.1.1 Prueba Experimental De Frecuencias Del Soporte De La Chumacera.....	96
7.1.2 Prueba Experimental De La Base Del Motor.	97
7.1.3 Prueba Experimental De La Caja De Engranajes.	98
7.1.4 Prueba Experimental Del Engranaje.....	99
7.2 ANÁLISIS DE MODOS DE FRECUENCIA DEL BANCO DE PRUEBAS.	100
8. DISEÑO DEL SOFTWARE.....	105
8.1 INTERFAZ DE LA APLICACIÓN.	105
8.2 PROGRAMACIÓN DE LA APLICACIÓN.	108
8.2.1 Programación En El Dominio De La Frecuencia.....	108
8.2.2 Programación En El Dominio Del Tiempo.....	110
9. CONSTRUCCIÓN BANCO DE PRUEBAS.....	112
9.1 ELEMENTOS QUE COMPONEN LA ESTRUCTURA DEL BANCO.....	112
9.1.1 Base Que Soporta Estructura	113
9.1.2 Soporte De Las Chumaceras.....	114
9.1.3 Guía Del Tornillo Para Desplazar El Soporte De La Chumacera.....	114
9.1.4 Conjunto Caja.	115
9.1.5 Conjunto Soporte De Motor.	116
9.1.6 Acople Flexible.....	116
9.1.7 Ejes.....	117
9.1.8 Engranajes.....	118
9.2 BANCO DE PRUEBAS ENSAMBLADO.	120
9.3 PRESUPUESTO.....	121

10. PRUEBAS BANCO DE ENGRANAJES.....	124
10.1 PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE PRUEBAS.....	124
10.2 METODOLOGÍA Y DESARROLLO DE PRUEBAS	127
11. RESULTADOS EXPERIMENTALES.....	133
11.1 ANÁLISIS EN EL DOMINIO DEL TIEMPO.....	133
11.1.1 Engranajes En Buen Estado.....	133
11.1.2 Análisis Resultados Experimentales De Engranajes Con Diente Roto.	134
11.1.3 Análisis Resultados Experimentales Engranajes Desalineados	148
11.1.4 Análisis Resultados Experimentales Engranaje Excéntrico	153
11.2 ANÁLISIS EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA.....	159
11.2.1 Cálculo de la Frecuencia de Engranaje	159
11.2.2 Prueba Engranajes En Buen Estado:	161
11.2.3 Prueba Engranajes Con Diente Roto.....	164
11.2.4 Prueba Engranaje Desalineado	174
11.2.5 Prueba Engranaje Excéntrico	176
12. CONCLUSIONES.....	180
BIBLIOGRAFÍA.....	182
ANEXOS.....	183

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Elementos del fenómeno vibratorio	25
Figura 2. Diferentes tipos de amplitud de una forma de onda sinusoidal.....	26
Figura 3. Partes transductor piezoeléctrico.....	28
Figura 4. Técnicas de fijación	29
Figura 5. Sensores utilizados.....	29
Figura 6. Sistema de Adquisición de datos.....	30
Figura 7. Analizador de vibraciones FLUKE 810	31
Figura 8. Martillo De Impacto PCB 086C03	31
Figura 9. Test de impacto.	32
Figura 10. Alineador Laser De Ejes TKSA 20 De SKF	32
Figura 11. a) Desalineación Paralela b) Desalineación Angular	33
Figura 12. Unidad De Visualización TKSA 20.....	33
Figura 13. Posiciones De Medición.....	34
Figura 14. Orientaciones para la desalineación aceptable máxima	34
Figura 15. Esquema de procesamiento de transformación de la señal.	35
Figura 16. Definición del factor de cresta, valor pico y RMS.....	37
Figura 17. Procesado FFT de una onda vibratoria compleja.	39
Figura 18. Espectro de un engranaje en buen estado.	41
Figura 19. Espectro de un engranaje con diente roto.	42
Figura 20. Espectro de un engranaje excéntrico	42
Figura 21. Espectro de un engranaje desalineado.....	43
Figura 22. Sistema De Lubricación Banco De Pruebas	45
Figura 23. Lubricante para cajas de engranajes SAE 85W140	46
Figura 24. Sistema De Alineación Banco De Pruebas.....	46
Figura 25. Sistema De Nivelación Vertical Motor.....	47
Figura 26. Motor Universal General Electric.	47
Figura 27. Fallas: a) Incipiente b) Intermedia c) Grave.	48
Figura 28. Sistema Desalineamiento Engranajes.	49
Figura 29. Buje Engranaje Excéntrico.....	49
Figura 30. Herramienta para tallar engranajes (FRESA)	51
Figura 31. Fuerzas en los engranajes.....	53
Figura 32. Torque en los ejes	54
Figura 33. Vista lateral eje del piñón.....	58
Figura 34. Fuerzas que actúan sobre el eje de entrada.....	62
Figura 35. Plano XY diagrama de cortante y momentos.....	63
Figura 36. Plano XZ diagrama de cortante y momentos.....	64
Figura 37. Diagrama de torques.	65

Figura 38. Sección transversal del eje de entrada.	68
Figura 39. Deformación plano XY.	69
Figura 40. Deformación plano XZ.	70
Figura 41. Deformación torsional del eje.	72
Figura 42. Fuerzas que actúan sobre el eje de Salida.	74
Figura 43. Plano XY diagrama de cortante y momentos.	75
Figura 44. Plano XZ diagrama de cortante y momentos.	76
Figura 45. Diagrama de torques.	77
Figura 46. Deformación plano XY.	78
Figura 47. Deformación plano XZ.	79
Figura 48. Deformación torsional del eje.	81
Figura 49. Chumacera tipo brida ovalada NTN.	83
Figura 50. Diagrama de cargas para el eje motriz (Plano XY).	84
Figura 51. Diagrama de cargas para el eje motriz (Plano XZ).	84
Figura 52. Chumaceras tipo brida.	85
Figura 53. Ubicación de los elementos.	86
Figura 54. Chumaceras tipo brida ovalada (1).	86
Figura 55. Chumaceras tipo brida ovalada (2).	87
Figura 56. Rodamientos de bolas para chumacera tipo brida ovalada (1).	87
Figura 57. Rodamientos de bolas para chumacera tipo brida ovalada (2).	88
Figura 58. Duración de la vida según la aplicación.	89
Figura 59. Escala para el cálculo de la vida nominal básica.	90
Figura 60. Acople flexibles para ejes INTERFLEX.	91
Figura 61. Distribuidores autorizados por INTERMEC.	92
Figura 62. Tabla para factor de servicio.	93
Figura 63. Tablas de acoples disponibles.	94
Figura 64. Dimensiones del acople.	94
Figura 65. Elementos utilizados en la Prueba Experimental.	95
Figura 66. Prueba de frecuencia natural Soporte de la Chumacera.	96
Figura 67. Resultados Prueba Frecuencia Soporte Chumacera.	96
Figura 68. Prueba de frecuencia natural de la base del motor.	97
Figura 69. Resultados Prueba Frecuencia Base Motor.	98
Figura 70. Prueba de frecuencia natural Caja de Engranajes.	98
Figura 71. Resultados Prueba Frecuencia Caja de Engranajes.	99
Figura 72. Prueba de frecuencia natural Engranaje.	99
Figura 73. Resultados Prueba Frecuencia Engranaje.	100
Figura 74. Modo de vibración 1 del Banco de Engranajes Rectos.	101
Figura 75. Modo de vibración 2 del Banco de Engranajes Rectos.	102
Figura 76. Modo de vibración 3 del Banco de Engranajes Rectos.	102

Figura 77. Modo de vibración 4 del Banco de Engranajes Rectos.....	103
Figura 78. Modo de vibración 5 del Banco de Engranajes Rectos.....	104
Figura 79. Interfaz Aplicación, Módulo 0 - Presentación.....	106
Figura 80. Interfaz Aplicación, Módulo 1 - Montaje.....	106
Figura 81. Interfaz Aplicación, Módulo 2 – Buen Estado	107
Figura 82. Bloque DAQ Assistant.	108
Figura 83. Bloque Spectral measurement.....	109
Figura 84. Programación En El Dominio De La Frecuencia.....	109
Figura 85. Bloque Collector	110
Figura 86. Bloque Skewness and Kurtosis	110
Figura 87. Bloque SVL Crest Factor	111
Figura 88. Programación En El Dominio Del Tiempo.....	111
Figura 89. Estructura de Lámina A36	112
Figura 90. Medición para manufactura	113
Figura 91. Base que soporta la estructura	113
Figura 92. Soporte de la chumacera.....	114
Figura 93. Guía del tornillo.....	114
Figura 94. Conjunto caja.....	115
Figura 95. Caja	115
Figura 96. Conjunto soporte motor	116
Figura 97. Manufactura acople flexible.	117
Figura 98. Manufactura del eje	117
Figura 99. Proceso de manufactura de los engranajes.....	118
Figura 100. Remoción dientes en 25%,50% y 100%.....	119
Figura 101. A. sin tratamiento térmico / B. con tratamiento térmico.....	120
Figura 102. Componentes listas para ensamble del banco	120
Figura 103. Ensamble banco de pruebas de fallas en engranajes rectos.....	121
Figura 104. Fijación de las unidades de medición.	125
Figura 105. Dimensiones de la máquina.....	125
Figura 106. Secuencia de medición.....	126
Figura 107. Resultado Alineación Acople Flexible Y Eje	126
Figura 108. Desalineación máxima permitida.	127
Figura 109. Planos de Medición.....	128
Figura 110. Ubicación Acelerómetros.	128
Figura 111. Sistema de adquisición de datos.	129
Figura 112. Engranajes En Buen Estado.....	129
Figura 113. Grados De Severidad Diente Roto.....	130
Figura 114. Desalineamiento De Engranajes.....	130
Figura 115. Engranaje Excéntrico.....	131

Figura 116. Módulo 2 Engranajes En Buen Estado.	132
Figura 117. Medición con analizador de vibraciones Fluke 810.	132
Figura 118. Índices de condición, domino en el tiempo.	133
Figura 119. Índices De Condición Para Engranajes Buenos Eje 1	134
Figura 120. Índices De Condición Para Engranajes Buenos Eje 2	134
Figura 121. Falla Diente Roto RMS, Eje 1 Radial	138
Figura 122. Falla Diente Roto RMS, Eje 1 Tangencial.....	138
Figura 123. Falla Diente Roto RMS, Eje 2 Radial	140
Figura 124. Falla Diente Roto RMS, Eje 2 Tangencial.....	140
Figura 125. Falla Diente Roto Factor de Cresta, Eje 1 Radial	142
Figura 126. Falla Diente Roto Factor de Cresta, Eje 1 tangencial	142
Figura 127. Falla Diente Roto Factor de Cresta, Eje 2 Radial	143
Figura 128. Falla Diente Roto Factor de Cresta, Eje 2 tangencial	144
Figura 129. Falla Diente Roto Kurtosis, Eje 1 Radial	145
Figura 130. Falla Diente Roto Kurtosis, Eje 1 Tangencial.....	146
Figura 131. Falla Diente Roto Kurtosis, Eje 2 Radial	147
Figura 132. Falla Diente Roto Kurtosis, Eje 2 Tangencial.....	147
Figura 133. Eje 1 desalineado RMS	149
Figura 134. Eje 2 desalineado RMS	149
Figura 135. Mejor punto de medición RMS Para Desalineación.....	150
Figura 136. Eje 1 Desalineado Factor de Cresta.	150
Figura 137. Eje 2 Desalineado Factor de Cresta.	151
Figura 138. Mejor punto de medición Factor de Cresta Para Desalineación.	151
Figura 139. Eje 1 Desalineado Kurtosis.....	152
Figura 140. Eje 2 Desalineado Kurtosis.....	152
Figura 141. Mejor punto de medición Kurtosis Para Desalineación.....	153
Figura 142. Eje 1 Excéntrico RMS	154
Figura 143. Eje 2 Excéntrico RMS	154
Figura 144. Mejor punto de medición RMS Para Excentricidad.....	155
Figura 145. Eje 1 Excéntrico Factor de Cresta	156
Figura 146. Eje 2 Excéntrico Factor de Cresta	156
Figura 147. Mejor punto de medición Factor de Cresta Para Excentricidad	157
Figura 148. Eje 1 Excéntrico Kurtosis.....	157
Figura 149. Eje 2 Excéntrico Kurtosis.....	158
Figura 150. Mejor punto de medición Kurtosis Para Excentricidad.....	158
Figura 151. Espectros Plano de medición 1 Diente Bueno.....	161
Figura 152. Espectros Plano de medición 2 Diente Bueno.....	162
Figura 153. Detalles configuración del banco en el analizador Fluke 810	163
Figura 154. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranajes en Buen estado.....	163

Figura 155. Espectros Plano de medición 1 Falla Incipiente.	164
Figura 156. Espectros Plano de medición 2 Falla Incipiente.	165
Figura 157. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranajes con falla Incipiente ...	166
Figura 158. Espectros Plano de medición 1 Falla Intermedia.....	167
Figura 159. Espectros Plano de medición 2 Falla Intermedia.....	168
Figura 160. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranajes con falla Intermedia..	169
Figura 161. Espectros Plano de medición 1 Falla Grave	170
Figura 162. Espectros Plano de medición 2 Falla Grave	171
Figura 163. Tiempo de formación de la onda.	172
Figura 164. Señal en el tiempo Engranaje con Diente roto y Falla grave	173
Figura 165. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranajes con falla grave.....	173
Figura 166. Espectros Plano de medición 1 Engranaje Desalineado	174
Figura 167. Espectros Plano de medición 2 Engranaje Desalineado	175
Figura 168. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranaje desalineado	176
Figura 169. Espectros Plano de medición 1 Engranaje Excéntrico.....	177
Figura 170. Espectros Plano de medición 2 Engranaje Excéntrico.....	178
Figura 171. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranaje excéntrico	179

LISTA DE TABLAS

Tabla 1. Factores para ecuación de Soderberg	77
Tabla 2. Presupuesto Banco De Pruebas	122
Tabla 3. Información Económica Equipos Utilizados	123
Tabla 4. Datos Diseño De Experimentos RMS Eje1	136
Tabla 5. ANOVA RMS Eje 1	136
Tabla 6. Análisis Ducan Para El Factor A	137
Tabla 7. Características de operación engranajes.....	160

ANEXOS

ANEXO A. Factores Diseño de Engranajes.....	183
ANEXO B. Factores Para El Diseño De Los Ejes.....	187
ANEXO C. Plano Soporte Chumacera.....	191
ANEXO D. Plano Base Caja y Base Motor.....	192
ANEXO E. Plano Base Estructura Y Guía Tornillo.....	193
ANEXO F. Plano Caja De Los Engranajes.....	194
ANEXO G. Plano Piñón.....	195
ANEXO H. Plano Engranaje.....	196
ANEXO I. Plano Engranaje Para Simular La Excentricidad.....	197

RESUMEN

TÍTULO: BANCO DE PRUEBAS DE VIBRACIONES MECÁNICAS PARA ESTUDIO DE FALLAS DE DIENTE ROTO, EXCENTRICIDAD Y DESALINEACIÓN EN ENGRANAJES RECTOS*.

AUTORES: ANDERSON GIOVANNY HERRERA DELGADO.
IVÁN ERNESTO JAIMES SÁNCHEZ**.

PALABRAS CLAVES: Vibraciones Mecánicas, Fallas Engranajes Rectos, Curtosis, RMS, Factor De Cresta, Espectro.

DESCRIPCIÓN:

Con el objetivo de contribuir en la formación de ingenieros mecánicos altamente calificados, la escuela de ingeniería mecánica de la Universidad Industrial de Santander, brinda a través de este proyecto de grado, una herramienta que le permite al estudiante reproducir e identificar las principales fallas en engranajes rectos.

Para representar los diferentes escenarios de falla, se diseña y construye un banco experimental que permite simular defectos como diente roto en diferentes grados de severidad (Incipiente, Intermedio y Grave), excentricidad y desalineación en engranajes rectos, caracterizando cada uno de los escenarios mediante la observación de la señal de vibración, realizando un análisis espectral y de parámetros estadísticos de condición como Curtosis, RMS y Factor de Cresta.

Para obtener las señales de vibración se utilizan los equipos disponibles en el laboratorio de vibraciones mecánicas de la universidad; la información que se adquiere proviene de la señal de dos sensores, un acelerómetro de referencia PCB 352C33 y otro acelerómetro de referencia B&K 4513, ubicados en los apoyos más cercanos a la caja de engranajes, luego la señal es obtenida con una tarjeta de adquisición de datos National Instruments 9234 y un chasis NI USB 9162, y procesada en conjunto con una aplicación desarrollada en LabVIEW, que permite monitorear la información en tiempo real y analizar los comportamientos en el dominio del tiempo y la frecuencia.

* Trabajo de Grado

** Facultad de Ingenierías Físico-mecánicas. Escuela de Ingeniería Mecánica. Director: Jabid Eduardo Quiroga Mendez.

ABSTRACT

TITLE: VIBRATIONS TEST BED FOR THE STUDY OF FAILURES AS BROKEN TOOTH, ECCENTRICITY AND MISALIGNMENT ON SPUR GEARS*.

AUTHORS: ANDERSON GIOVANNY HERRERA DELGADO.
IVAN ERNESTO JAIMES SANCHEZ**.

KEYWORDS: Mechanical Vibrations, Spur Gears Failures, Kurtosis, RMS, Crest Factor, Spectrum.

DESCRIPTION:

With the purpose of contribute to the education of mechanical engineers highly qualified, the Mechanical Engineering School at Universidad Industrial de Santander provides through this project a tool which let the student reproduce and identify the main failures on spur gears.

In order to represent the different failures scenarios, it is designed and built an experimental test bed which allows to simulate various defects as broken tooth in different grades of severity (incipient, intermedial and severe), eccentricity and misalignment on spur gears, characterizing every single one of the scenarios through the observation of the signal obtained from the vibration of the device, developing an spectral analysis and conditional statistical parameters such as Kurtosis, RMS and Crest factor.

The way the signals from the vibrations is obtained is by using the available equipment at the vibrations laboratory at Universidad Industrial de Santander; the information acquired comes from two sensors, an accelerometer, which its reference is PCB 352C33, and another one which its reference is B&K 4513, placed at the upholders closer to the gear box, then the signal is obtained with an data acquisition card from national instruments, which reference is 9234, and a chassis which reference is NI USB 9162, altogether with an application developed by using LabView, letting monitor the information in real time and analyze the components in the time and frequency domain.

* *Graduation thesis*

** *Physical and Mechanical Faculty. Mechanical Engineering School. Director: Jabid Eduardo Quiroga Mendez.*

INTRODUCCIÓN

A través de la historia, la evolución de las máquinas ha desempeñado un papel importante en la vida del ser humano, siendo los engranajes uno de los principales elementos constitutivos de estas, ya que son ampliamente utilizados en aplicaciones donde es necesario transmitir movimiento, fuerza y potencia; debido a su importancia se han realizado diversos y extensos estudios sobre su diseño, manufactura, material de construcción y su correcto funcionamiento; pero a pesar de todos los esfuerzos hechos para garantizar su integridad, estos elementos como cualquier otro presentan diferentes formas de fallas, que generalmente son inesperadas y desarrolladas durante su periodo de funcionamiento.

En una máquina cualquier falla por simple que sea puede causar serios problemas, desde el daño total de un equipo y paradas de producción, hasta pérdidas humanas según sea el grado de severidad del fallo. Estas averías se deben principalmente a las diferentes condiciones bajo las cuales se operan, ya que estas pueden llegar a ser bastantes severas. Por ello las fallas en cualquier componente y principalmente en engranajes, han recibido una considerable atención por parte de la academia, apoyada por los intereses de grandes industrias, quienes han decidido crear espacios para el estudio experimental que conlleve a prevenir y evitar, con un alto grado de confiabilidad, los efectos no deseados que se derivan a causa de estos fallos.

Actualmente las empresas requieren personal calificado para el monitoreo de sus equipos, durante el desarrollo de esta actividad es de gran importancia realizar el análisis de las vibraciones existentes en el entorno, ya que este es un método sencillo para realizar mantenimiento preventivo y/o predictivo; lo cual ayuda a tener una producción continua, estable y a tiempo.

1. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.

1.1 IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.

En las últimas décadas, las estrictas normas de calidad y la presión competitiva han obligado a las empresas a transformar sus departamentos de mantenimiento, tanto en las grandes como en las medianas empresas, se han implantado estrategias de mantenimiento preventivo y predictivo para aumentar la vida útil de sus componentes, mejorando así la disponibilidad y la confiabilidad de los equipos; lo que repercute en la productividad de la planta.

Este mantenimiento se basa en varias disciplinas, la más importante es el análisis periódico de vibraciones, que permite detectar el 80% de los problemas presentados por la maquinaria industrial. Múltiples técnicas han sido empleadas para la caracterización de las señales de vibración, típicamente con fallas en los rodamientos, cajas de engranajes, desbalanceo de rotores y desalineación; que son problemas que ocasionan el deterioro de los demás elementos del sistema. Por tanto, la identificación temprana de este tipo de fallas, mejora el rendimiento y evita que se presenten futuros inconvenientes, ya que el analista de vibraciones a través de su entrenamiento tiene la capacidad de identificar anomalías en los patrones, permitiendo establecer y detectar a presencia de fallos.

El laboratorio de vibraciones mecánicas de la Universidad Industrial de Santander actualmente cuenta con bancos experimentales en fallas de rodamientos, desbalanceo de rotores y desalineación, pero carece de una herramienta específica orientada a la detección de fallas de engranajes, convirtiéndose en una carencia importante en los procesos de formación de los estudiantes, frenando el fortalecimiento de conceptos teóricos aplicables a situaciones reales presentes en la industria.

1.2 JUSTIFICACIÓN PARA SOLUCIONAR EL PROBLEMA.

La detección de fallos en las transmisiones de engranajes constituye uno de los problemas más frecuentes en el mantenimiento de plantas industriales. Los mecanismos de transmisión por engranajes son elementos importantes en una gran variedad de aplicaciones, en donde una falla puede crear graves accidentes, como es el caso de máquinas herramientas y cajas de cambios.

La Industria y la Academia han invertido bastante en la búsqueda de métodos que permitan la detección temprana de fallas en engranajes de manera eficaz. Una detección de un fallo incipiente permitiría llevar a cabo un plan de mantenimiento con un mayor aprovechamiento de la vida útil y una adecuada seguridad en el sistema.

Con el desarrollo de este proyecto, se construirá un banco de pruebas que simule las fallas más frecuentes encontradas en la industria, específicamente para engranajes rectos, debido a fracturas en los dientes, excentricidad y desalineación, haciendo una revisión de algunas técnicas de análisis de vibraciones actuales para el monitoreo de condición de fallas, lo que permitirá complementar los métodos de estudio de averías en máquinas rotativas, diagnóstico y caracterización de las señales de vibración estudiadas en el laboratorio de la escuela de ingeniería mecánica, contribuyendo así al proceso de formación de estudiantes y profesionales de alta calidad, mediante la aplicación de técnicas usadas a nivel industrial, brindando un conocimiento que permita una mayor competitividad a través de la experiencia adquirida en el laboratorio, constituyéndose como una de las herramientas fundamentales para el monitoreo de condiciones, generando un gran impacto en la industria, debido a sus beneficios económicos y su capacidad para diagnosticar de manera temprana la presencia de un posible daño en los sistemas.

1.3 OBJETIVOS.

1.3.1 Objetivo General.

Contribuir con la misión de la Universidad Industrial de Santander y de la Escuela de Ingeniería Mecánica en la formación de profesionales de alta calidad técnica y científica; basándose en el desarrollo de proyectos que integran áreas del conocimiento de ingeniería mecánica; mediante el diseño y construcción de un banco de pruebas de vibraciones mecánicas, que le permita al estudiante reproducir e identificar fallas de diente roto, excentricidad y desalineación en engranajes rectos.

1.3.2 Objetivos Específicos.

➤ Construir un banco de pruebas que permita reproducir diferentes escenarios de fallas en engranajes rectos, para el Laboratorio de vibraciones mecánicas de la Escuela de Ingeniería Mecánica de la Universidad Industrial De Santander, tales como:

❖ Dientes Rotos con tres grados de severidad: Incipiente (pérdida del 25% del diente), Intermedio (pérdida del 50% del diente) y Grave (pérdida total del diente al 100%)

❖ Excentricidad

❖ Desalineamiento

➤ Diseñar y/o seleccionar los componentes mecánicos adecuados tales como: rodamientos, acoples, ejes, engranajes y estructura, para el correcto desempeño del banco de vibraciones mecánicas.

➤ Caracterizar los diferentes escenarios de falla mediante la observación de la señal de vibración, de la siguiente manera:

❖ En el dominio del tiempo, utilizando características estadísticas de la señal como el valor medio cuadrático (RMS), índice Kurtosis y el Factor de cresta.

❖ En el dominio de la frecuencia, utilizando el espectro de vibraciones de la señal generado por la Transformada Rápida de Fourier.

2. MARCO TEÓRICO.

2.1 VIBRACIÓN.

Es la oscilación de un sistema físico o de una propiedad alrededor de una posición de equilibrio (o de referencia). Ejemplo: movimiento oscilatorio de un cuerpo unido a un resorte, oscilaciones de presión, de temperatura, de corriente eléctrica. Todos los cuerpos presentan una señal de vibración en la cual plasman cada una de sus características. De acuerdo a esto, las máquinas presentan su propia señal de vibración y en ella se encuentra la información de cada uno de sus componentes. Por tanto, una señal de vibración capturada de una máquina significa la suma vectorial de la vibración de cada uno de sus componentes. (Ver Figura 1)

2.1.1 Fenómeno Vibratorio En Sistemas Mecánicos.

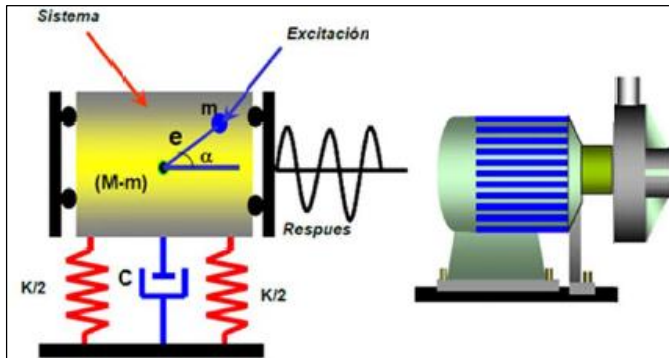
Para que un sistema mecánico vibre se requieren dos factores importantes, el primero de ellos está relacionado con la fuerza de aplicación, el cual debe ser variable, de lo contrario si es constante el sistema se deflecta y no vibra, el segundo aspecto está relacionado con la libertad de movimiento, 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.

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.

Excitación: 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.

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.

Figura 1. Elementos del fenómeno vibratorio



Fuente: GARCÍA, Alfonso. Vibraciones Mecánicas Modulo I.

2.1.2 Características De Las Vibraciones.

Para una vibración simple las características más importante son: amplitud, frecuencia y fase.

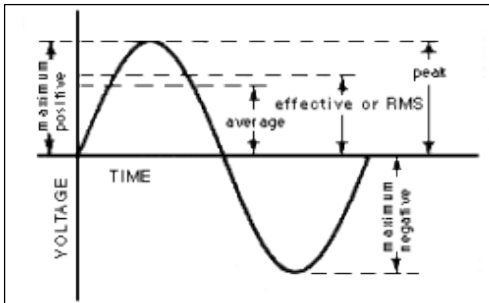
➤ **Amplitud:** Indica la intensidad de la vibración con respecto a un eje de referencia, brinda una idea de la condición del equipo o la maquina en el estado analizado, esta magnitud es cuantificada de la siguiente manera: (ver Figura 2)

✓ **Valor pico:** Es la amplitud máxima de la vibración a partir de la posición de equilibrio. Es útil para indicar niveles de choque de corta duración, pero no considera la historia de la vibración en el tiempo.

✓ **Valor pico-pico:** Indica el recorrido o desplazamiento total de la pieza. Es útil cuando el desplazamiento es crítico por los esfuerzos generados o por el espacio disponible.

✓ **Valor eficaz RMS (Root Mean Square):** Es el valor más significativo de la amplitud de vibración porque además de tener en cuenta la historia de la vibración en el tiempo da un valor de amplitud relacionado directamente con la energía, es decir, con la capacidad destructora de la vibración.

Figura 2. Diferentes tipos de amplitud de una forma de onda sinusoidal



Fuente: GARCÍA, Alfonso. Vibraciones Mecánicas Modulo I.

➤ **Frecuencia:** se define como el número de ciclos que ocurren en un periodo de tiempo y es medida en Hertz. Se expresa matemáticamente como el recíproco del periodo $f=1/T$

➤ **FASE:** se define como la posición temporal con respecto a otra señal de referencia, es medido en ángulo (grados o radianes).

2.1.3 Parámetros De La Vibración.

Para las vibraciones mecánicas, los parámetros más comunes de medición son los dados en unidades de desplazamiento, velocidad y aceleración; cada una presenta ciertas ventajas frente a las otras, como se describe a continuación.

➤ La medida de desplazamiento es importante para reconocer patrones que están a muy baja frecuencia, los picos de vibración que están al comienzo del espectro son mejor resaltados.

➤ La medida en velocidad permite reconocer la mayoría de los patrones de fallas primarias y de otros componentes cuando están en un estado evidente, resalta picos en baja y media frecuencia

➤ La medida en aceleración permite reconocer la mayoría de los patrones asociados a contactos metal-metal y fricciones abrasivas, problemas en engranajes, cavitación, entre otros; resaltando picos de vibración de medias y altas frecuencias que permiten la detección prematura de fallas en chumaceras rodamientos y engranajes.

2.1.4 Fenómeno De Resonancia.

La frecuencia natural o de resonancia de un sistema es aquella frecuencia que tiene una tendencia o facilidad para vibrar. Todo sistema posee una o varias frecuencias naturales de forma que al ser excitadas se producirá un aumento importante de vibración. La resonancia es un estado de funcionamiento en el que una frecuencia de excitación se encuentra cerca de una frecuencia natural de la estructura de la máquina. Cuando ocurre la resonancia, los niveles de vibración que resultan pueden ser muy altos y pueden causar daños muy rápidamente.

Cuando analizamos los problemas de vibración de una máquina es importante poder determinar las frecuencias naturales del sistema, ya que, es necesario asegurarnos de que no existen frecuencias forzadas cerca de las frecuencias naturales.

2.2 MEDICIÓN DE VIBRACIÓN.

La medición de la vibración de un sistema mecánico, se obtiene a partir del registro de la magnitud de la aceleración, la cual es captada por transductores piezoeléctricos ubicados estratégicamente en el equipo y adquirida con ayuda de una tarjeta electrónica que permite establecer conexión con un ordenador para el posterior almacenamiento, tratamiento y análisis de la señal

2.2.1 Transductores Piezoeléctricos.

Este tipo de transductor genera una tensión eléctrica proporcional a la aceleración por presión sobre un cristal piezoeléctrico. Un acelerómetro piezoeléctrico puede captar con precisión señales entre 1 Hz y 15.000 Hz. Estos dispositivos son muy apropiados para tomar datos de vibración a alta frecuencia, donde aparecen grandes esfuerzos con desplazamientos relativamente pequeños. Algunos transductores especiales pueden medir frecuencias mucho más bajas y también mucho más altas. La recolección de datos de vibración a altas frecuencias depende del medio de fijación del transductor a la máquina, en la Figura 3 se muestran las partes de un transductor piezoeléctrico.

Figura 3. Partes transductor piezoeléctrico



Fuente: www.sinais.es

2.2.2 Método De Sujeción De Sensores.

Existe un aspecto de gran importancia relativo a la ubicación de los sensores de contacto. El método de sujeción del sensor en la máquina determina directamente el corte de altas frecuencias, ya que el contacto sensor-máquina actúa como un filtro mecánico. En general, en la industria es muy difícil obtener medidas fiables de vibraciones a frecuencias por encima de 5 kHz (ver Figura 4).

Figura 4. Técnicas de fijación

Forma de fijación	Frecuencia max. (Hz)
Sujeción manual	2000
Montaje con imán	5000
Montaje con adhesivo	6000
Montaje atornillado	7000

Fuente: www.sinais.es

2.2.3 Sensores Utilizados Para La Medición De Las Vibraciones En El Banco.

Se emplean dos acelerómetros piezoeléctricos (ver Figura 5) para realizar la medición de la vibración del banco en dos planos diferentes, el primero de ellos con referencia PCB 352C33 el cual tiene una sensibilidad nominal de 100 mV/g y el segundo con referencia B&K 4513 con sensibilidad de 10 mV/g, la sujeción de estos es realizada por medio de imanes de dos polos.

Figura 5. Sensores utilizados



Fuente: PCB piezotronics y bruel & kjaer

2.2.4 Sistema De Adquisición De Datos.

El NI USB-9234 es un módulo de cuatro canales basado en USB de la Serie C para adquisición de señal dinámica para realizar medidas de frecuencia de audio de alta precisión desde sensores piezoeléctricos electrónicos integrados y no integrados. Incorpora acondicionamiento de las señales seleccionable por software para

acelerómetros y micrófonos. Los cuatro canales de entrada digitalizan señales simultáneamente a rangos de hasta 51.2 kHz por canal con filtros anti-aliasing integrados que se ajustan automáticamente a su rango de muestreo. Este módulo es acoplado con el computador por medio del chasis NI 9162, que le permite tener una conexión USB; en la Figura 6 se observa el sistema de adquisición de datos.

Figura 6. Sistema de Adquisición de datos



2.2.5 Analizador De Vibraciones FLUKE 810.

El analizador de vibraciones Fluke 810 mostrado en la Figura 7 tiene tecnología de diagnóstico para ayudar a identificar y priorizar rápidamente problemas mecánicos. Con el analizador se puede tomar decisiones acerca del mantenimiento mecánico y usarlo como complemento para la formación de su propio juicio basándose en el conocimiento de la máquina.

El Fluke 810 utiliza un sencillo proceso paso a paso para informar sobre los fallos de la máquina la primera vez que se toman mediciones sin disponer de un histórico de mediciones previo. La tecnología de diagnóstico analiza la maquinaria y proporciona diagnósticos basados en texto, niveles de gravedad y recomendaciones de posibles reparaciones. Los fallos se identifican comparando los datos de vibración recogidos por el Fluke 810 con un amplio conjunto de normas recopiladas a lo largo de años de experiencia de campo.

Utilizado principalmente para solucionar problemas de equipos, el analizador también se puede usar para estudiar equipos antes o después del mantenimiento planificado. La combinación de diagnósticos, gravedad y recomendaciones de posibles reparaciones le ayudarán a tomar decisiones de mantenimiento con más información, así como a solucionar primero los problemas más graves.

Figura 7. Analizador de vibraciones FLUKE 810



2.3 MARTILLO DE IMPACTO PCB 086C03.

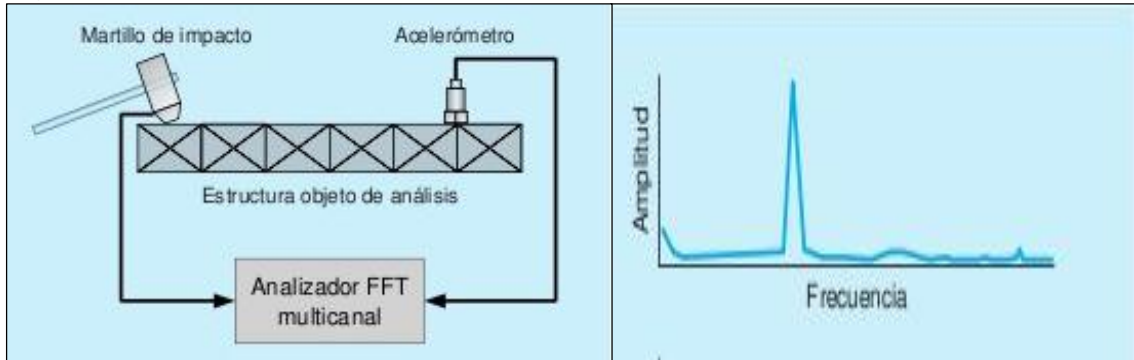
El martillo de impacto mostrado en la Figura 8, consiste en un circuito integrado piezoeléctrico montado en la punta de la cabeza del martillo, la señal de la fuerza de impacto es transmitida a través de una tarjeta de adquisición de datos y analizada en un computador.

La técnica de excitación por impacto (ver Figura 9) consiste en golpear la pieza de interés, excitando las frecuencias naturales y adquiriendo los datos en busca de los picos del espectro que indican las frecuencias de resonancia del sistema.

Figura 8. Martillo De Impacto PCB 086C03



Figura 9. Test de impacto.



Fuente: www.sinais.es

2.4 ALINEADOR LASER DE EJES TKSA 20 DE SKF.

La alineación perfecta de los ejes de las máquinas es primordial para evitar fallos prematuros del rodamiento, fatiga del eje, problemas de obturación y vibraciones. Reduce, además, el riesgo de recalentamiento y el consumo excesivo de energía. Esta herramienta de alineación ofrece un modo fácil y preciso de ajustar dos unidades de maquinaria giratoria de manera que los ejes de las unidades estén en línea recta, en la Figura 10 se muestra el Alineador TKSA 20 utilizado en el proyecto.

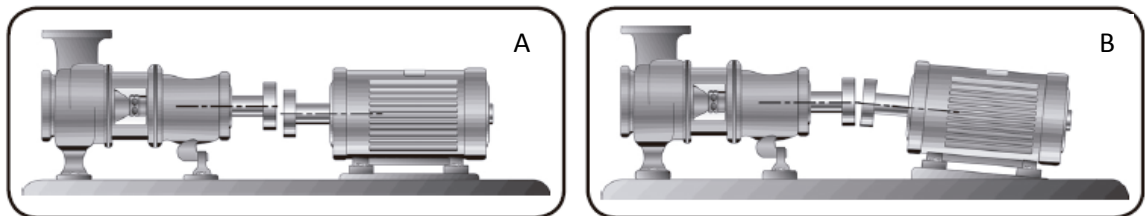
Figura 10. Alineador Laser De Ejes TKSA 20 De SKF



❖ Principio De Funcionamiento.

El sistema TKSA 20 utiliza dos unidades de medición provistas de un diodo láser y un detector de posición. A medida que giran los ejes en 180° cualquier desalineación paralela (ver Figura 11 - a) o angular (ver Figura 11 - b) ocasiona que los dos rayos láser se desvíen de su posición relativa inicial.

Figura 11. a) Desalineación Paralela b) Desalineación Angular



Fuente: Manual SKF Del Alineador TKSA 20

Después de un procedimiento de medición, la herramienta de la Figura 12 muestra inmediatamente la desalineación de los ejes y los ajustes correctivos necesarios de las patas de la máquina. Puesto que los cálculos se realizan en tiempo real, el progreso de la alineación se puede observar directamente.

Figura 12. Unidad De Visualización TKSA 20

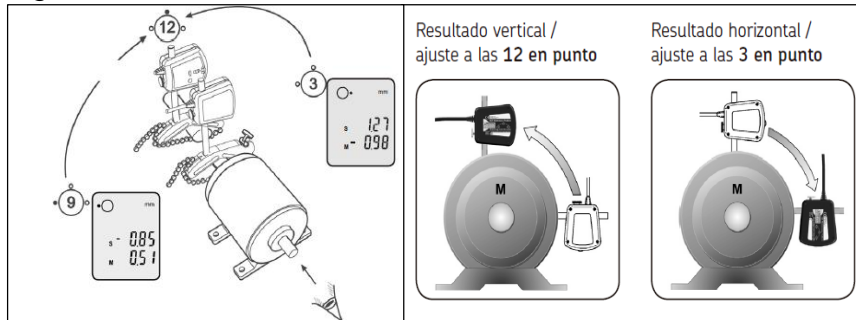


❖ Posiciones De Medición.

Para definir las diversas posiciones de medición durante el procedimiento de alineación, se utiliza la analogía de un reloj visto desde atrás del motor. La posición

con las unidades de medición en posición vertical se define como las 12 en punto mientras que los 90° a la izquierda o a la derecha se definen como las 9 y las 3 en punto tal como se aprecia en la Figura 13.

Figura 13. Posiciones De Medición



Fuente: Manual SKF Del Alineador TKSA 20

La desalineación de la máquina siempre debe estar dentro de las tolerancias especificadas por el fabricante. En caso de que no se disponga de dichas tolerancias se puede utilizar la Figura 14 como una guía orientativa aproximada.

Figura 14. Orientaciones para la desalineación aceptable máxima

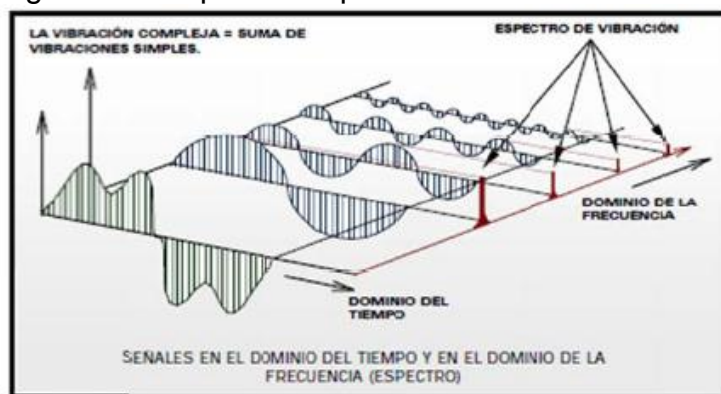
rpm				
	mm/100 mm	mm	0.001"/1"	0.001"
0 - 1000	0.10	0.13	1.0	5.1
1000 - 2000	0.08	0.10	0.8	3.9
2000 - 3000	0.07	0.07	0.7	2.8
3000 - 4000	0.06	0.05	0.6	2.0
4000 - 6000	0.05	0.03	0.5	1.2

Fuente: Manual SKF Del Alineador TKSA 20

3. DOMINIOS PARA LA DESCRIPCIÓN Y ANÁLISIS DE LA VIBRACIÓN.

La señal que describe una vibración puede ser representada en dominio de tiempo o en dominio de frecuencia (ver Figura 15). La presentación en dominio de tiempo se llama descripción temporal u oscilograma. La presentación en dominio de frecuencia se conoce como el “espectro” de la vibración, la evaluación de las componentes del espectro en las diferentes frecuencias se denomina “análisis”.

Figura 15. Esquema de procesamiento de transformación de la señal.



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

3.1 ANÁLISIS EN EL DOMINIO DEL TIEMPO.

El Análisis en el dominio del tiempo de las señales de vibración es uno de los enfoques más simples y más económicos para la detección de fallos. El análisis de dominio de tiempo convencional intenta utilizar la amplitud y la información temporal contenida en la señal de tiempo de la vibración producida por los engranajes para detectar fallos en ellos.

La amplitud de la señal se puede utilizar para indicar que un fallo está presente y la periodicidad de la vibración a continuación, puede indicar una fuente probable para el fallo. Los enfoques de dominio de tiempo son apropiados cuando se observa vibración periódica y las fallas producen frecuencias de banda ancha debido a los

impulsos periódicos. El uso de la forma de onda permite que los cambios en la firma de vibración causada por defectos se puedan detectar, pero es difícil de diagnosticar la fuente de los fallos.

Los sistemas mecánicos tales como una caja de cambios con un fallo localizado revelan características que no pueden ser estimados con el tiempo. Las características de tales sistemas no se pueden predecir con precisión, pero pueden ser estimados por parámetros estadísticos y estos pueden ser usados para predecir la progresión de la falla, Los indicadores estadísticos, que se utilizan comúnmente para la detección de fallos mecánicos y en base a la forma de onda de dominio de tiempo son: Root Mean Square (RMS), Kurtosis y Factor de cresta.

❖ **Parámetros Estadísticos.**

Las características descritas a continuación, comprenden un conjunto de estadísticos que se reportan en la literatura y son consideradas como las mejores características debido a la simplicidad para calcularlas y a la interpretación que brindan al proceso de discriminación de fallas en máquinas rotativas.

➤ **Raíz media cuadrática (RMS - Root Mean Square):** El valor RMS de una señal de vibración es una característica que mide el contenido de potencia en la firma de vibración, se relaciona con la energía de la señal y la presencia de defectos pueden ser detectados directamente por el aumento en la señal de vibración. El RMS es el segundo momento central normalizado de la señal, y se utiliza para las mediciones globales de nivel de vibración. Se calcula elevando al cuadrado el valor instantáneo de la señal, promediando los cuadrados de los vectores en el tiempo y sacando la raíz cuadrada del promedio.

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N (x(n) - \bar{x})^2} \quad \bar{x} = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N x(n)$$

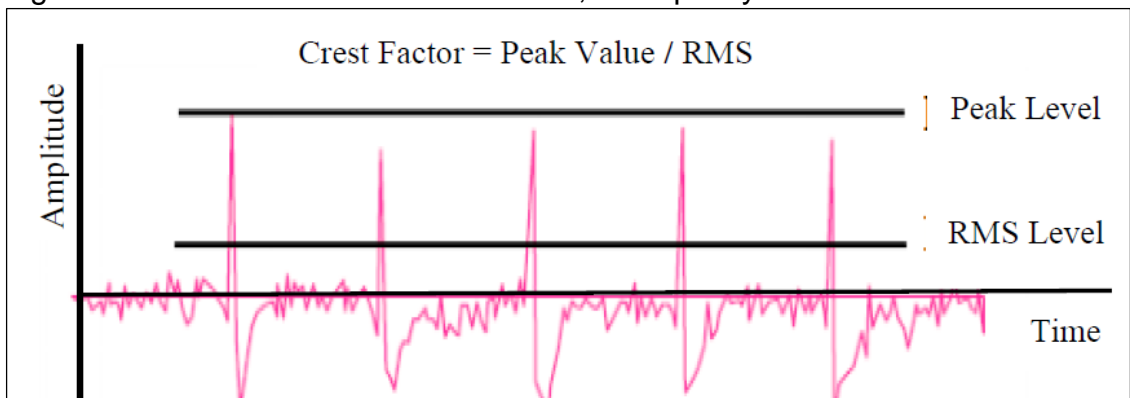
Donde N es el número de muestras tomadas en la señal, $x(n)$ es la amplitud de la señal para la n muestra y \bar{x} es el valor medio de las N muestras.

La RMS se hace más útil cuando la falla de los dientes progresa y es una medida del nivel general de vibraciones del sistema. Por ello se considera un muy buen descriptor de la condición general de cajas de cambio y es sensible a los cambios en las condiciones de funcionamiento.

➤ **Factor de cresta (CF):** La aproximación más simple para la medición de defectos en el dominio del tiempo es usando la aproximación RMS. Sin embargo, el nivel RMS no muestra cambios apreciables en etapas tempranas de daño en engranes. Una mejor medida es usar el CF, el cual es definido como la relación del valor pico de la señal de entrada y el valor RMS. Por lo tanto, los picos en las series de tiempo darán como resultado un incremento en el CF. Un valor superior al obtenido para una condición de buen estado, es usualmente asociado con problemas en la maquinaria. Esta característica es usada para detectar cambios en el patrón de la señal debido a fuentes de vibración impulsivas como un diente roto en un engranaje. (PV es el valor pico de la señal), la Figura 16 muestra el Factor de Cresta, valor pico y RMS

$$CF = \frac{PV}{RMS}$$

Figura 16. Definición del factor de cresta, valor pico y RMS.



Fuente: Condition monitoring of gear systems using vibration analysis

➤ **Kurtosis:** es definida como el cuarto momento de la distribución y mide los picos o valles relativos de esta comparada con una distribución normal (número y amplitud de picos presentes en la señal). Provee una medida del tamaño de las colas de la distribución y es usada como un indicador de picos mayores en el conjunto de datos. Esta característica tiene la ventaja mayor de que el valor calculado es independiente de las variaciones de carga y velocidad. Por tanto, la kurtosis es definida como:

$$kurtosis = \frac{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^4}{\left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 \right]^2}$$

Cuanto mayor sea el valor de kurtosis más nítido será el máximo pico, y más largas las colas de la señal. Cuanto menor sea la kurtosis, más redondeado el pico. A medida que progresa el fallo de engranajes, los incrementos de la kurtosis indican que la distribución de la vibración ya no es una distribución gaussiana. Esto se debe principalmente a los impulsos (picos aislados con alta amplitud) generados por los engranajes afectados. En consecuencia, la kurtosis se utiliza comúnmente como un parámetro para la detección de fallos de engranajes.

3.2 ANÁLISIS EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA.

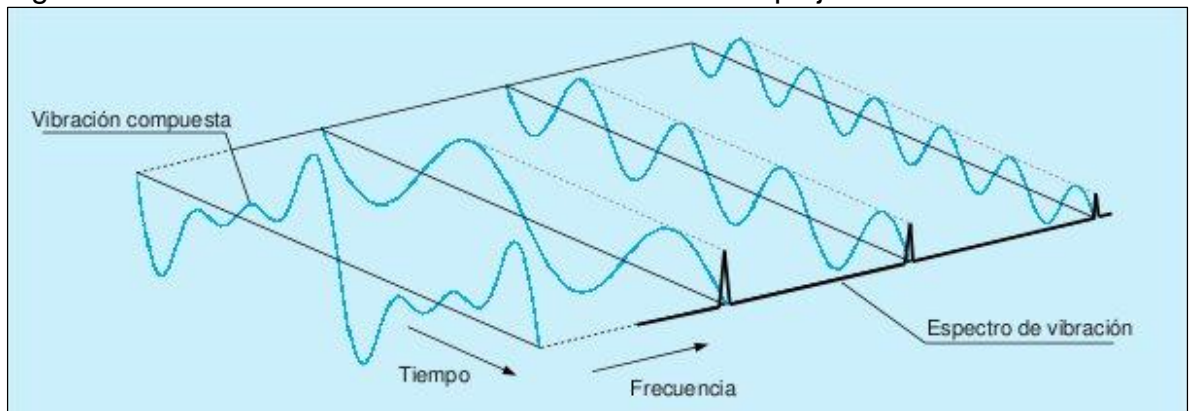
El análisis del dominio de la frecuencia es una poderosa técnica convencional para el análisis de vibraciones y se ha desarrollado como una herramienta útil para diagnosticar los defectos de la maquinaria industrial mediante la señal de vibración. Esto es así porque, dado un régimen de velocidad constante y admitiendo una condición funcional estable, la vibración originada en la máquina puede considerarse como una señal estacionaria ergódica, esto es, que todas sus propiedades estadísticas, como lo es su media o el valor RMS, pueden suponerse estables y, por tanto, representativas de su condición, y además pueden obtenerse de una sola muestra. En definitiva, esta es la base del mantenimiento predictivo basado en la vibración: se adquiere durante un cierto tiempo una muestra de la

señal de vibración de la máquina, que es utilizada para determinar el nivel global o para obtener su espectro de frecuencias, procesándola mediante la transformada rápida de Fourier (FFT). Los valores obtenidos son, generalmente, aceptables como representativos del estado actual de la máquina.

❖ Transformada Rápida de Fourier (FFT).

Se puede encontrar la forma de representar una señal compleja en el dominio del tiempo por medio de series de curvas sinusoidales con valores de amplitud y frecuencia específicos. Entonces lo que se hace con la transformada rápida de Fourier (FFT) es capturar una señal vibratoria de una máquina (ver Figura 17), después son calculadas todas las series de señales sinusoidales que contiene la señal compleja y por último ser mostradas de forma individual en una gráfica llamada espectro.

Figura 17. Procesado FFT de una onda vibratoria compleja.



Fuente: www.sinais.es

Por tanto, empleando la transformada de Fourier, podemos realizar la suma y representar en el dominio de la frecuencia, con la particularidad de que resulta obvio obtener las frecuencias y amplitudes de las dos componentes originales a partir del espectro resultante.

4. DIAGNÓSTICO DE FALLAS.

4.1 TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES.

Una transmisión por engranajes está formada por el acoplamiento de dos ruedas dentadas, una motriz (piñón) y otra conducida (rueda o corona), que, al estar los dientes de una en los huecos de la contraria y producirse el giro de la rueda motora, ésta arrastra a la conducida diente a diente. Este es el sistema de transmisión más utilizado, tanto para ejes paralelos como para cruzados o que se cortan; sirve para un amplio rango de relaciones de transmisión, potencias y velocidades. Estos sistemas se caracterizan por tener una serie de ventajas como la transmisión de fuerza sin deslizamiento, independiente de la potencia transmitida, además de ser sistemas muy seguros, que requieren poco mantenimiento y proporcionan un elevado rendimiento. Como contrapartida, son transmisiones costosas, muy rígidas y que producen altos niveles de ruido.

Los fallos que se van a analizar en este proyecto pueden ocurrir tanto en engranajes rectos como en helicoidales, y los espectros vibratorios son similares para ambos tipos de engranajes, aunque la amplitud de las vibraciones va a ser mayor en el caso de trabajar con engranajes de dientes rectos.

4.2 FALLOS EN ENGRANAJES.

Las transmisiones por engranajes son susceptibles de ser diagnosticadas mediante el estudio e interpretación adecuados de sus registros de vibraciones. Midiendo vibraciones en la transmisión se pueden identificar problemas tales como una inapropiada relación en el número de dientes, excentricidad, desalineación y fractura o deterioro de los dientes.

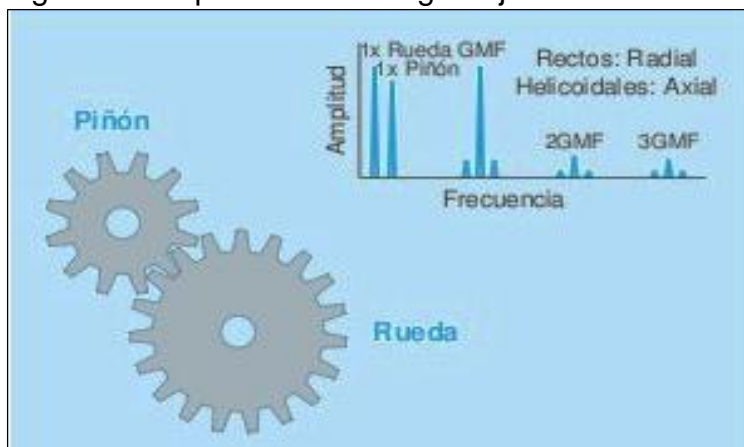
Cuando dos o más ruedas dentadas están engranadas se generan frecuencias que dependen de la velocidad y del número de dientes. La llamada frecuencia de paso

de dientes (GMF: Gear Mesh Frequency) se determina multiplicando el número de dientes Z de una rueda (piñón o rueda) por su velocidad de operación.

$$GMF = Z_{\text{piñón}} \cdot RPM_{\text{piñón}} = Z_{\text{rueda}} \cdot RPM_{\text{rueda}}$$

Estas frecuencias son propias de cada engranaje y aparecen en el espectro de frecuencia independientemente del estado del engranaje (ver Figura 18).

Figura 18. Espectro de un engranaje en buen estado.

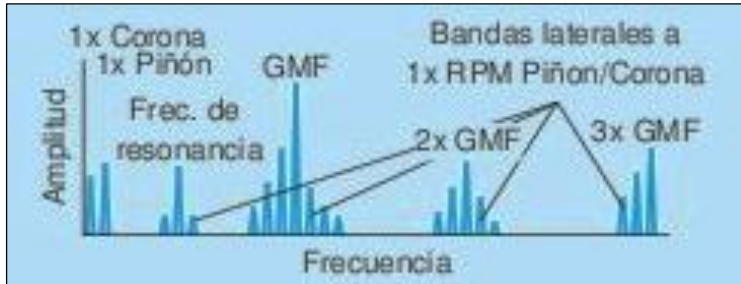


Fuente: www.sinais.es

4.3 DIAGNOSTICO DE AVERÍAS EN ENGRANAJES.

➤ **Diente roto:** El desgaste de los engranajes provoca picos importantes en la GMF y sus armónicos (ver Figura 19). Además, el rozamiento excita la frecuencia natural del engranaje, lo cual provoca la aparición de nuevas frecuencias en el espectro que podrían corresponderse con la frecuencia de resonancia del piñón o la corona. Los indicadores principales son la aparición de las frecuencias de resonancia del engranaje con bandas laterales y el tamaño y número de bandas laterales en 1x, 2x y/o 3x GMF. No basta sólo con estudiar las amplitudes de la GMF y sus armónicos ya que estos reflejan mejor problemas de carga y alineación.

Figura 19. Espectro de un engranaje con diente roto.



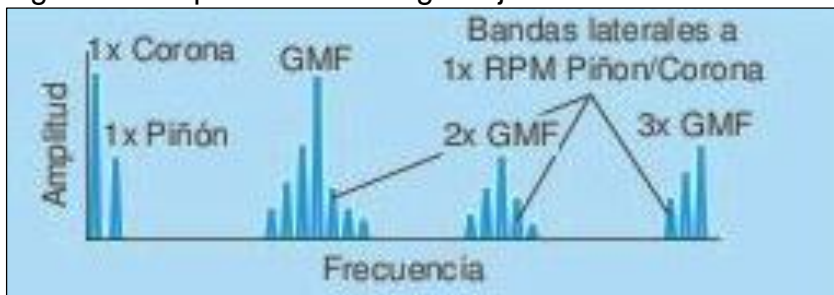
Fuente. www.sinais.es

Síntomas:

- ✓ Aumento de la amplitud en 1x, 2x y/o 3x GMF.
- ✓ Bandas laterales importantes en torno a 1x, 2x y/o 3x GMF a la frecuencia 1x RPM de la rueda desgastada.
- ✓ Picos correspondientes a la frecuencia de resonancia del piñón o la corona.
- ✓ Bandas laterales a 1x RPM de la rueda desgastada alrededor de la frecuencia de resonancia.

➤ **Engranaje excéntrico:** La excentricidad en el engranaje o el eje doblado provoca modulación en la GMF a la velocidad de giro de la rueda excéntrica. También puede aparecer modulación en las velocidades de rotación de los ejes en caso de un problema suficientemente grave. Si la rueda de salida es excéntrica, su pico en 1x RPM podrá presentar mayor amplitud y las bandas laterales aparecerán espaciadas a dicha frecuencia en lugar de a 1x RPM del piñón (ver Figura 20).

Figura 20. Espectro de un engranaje excéntrico



Fuente: www.sinais.es

Síntomas:

- ✓ Aumento de la amplitud en 1x, 2x y/o 3x GMF.
- ✓ Bandas laterales importantes en torno a 1x, 2x y/o 3x GMF a la frecuencia 1x RPM de la rueda causante del problema.
- ✓ Aumento de la amplitud en 1x RPM de la rueda que presenta el problema y, si se trata de un problema grave, aparecerán además armónicos.

➤ **Desalineación:** La vibración predominante tiene lugar a 1x RPM y a 2x RPM de los ejes desalineados, pudiendo excitar la frecuencia de engrane, observándose los tres primeros armónicos de la GMF. Altera la rotación normal de los engranajes al dificultar el encaje entre dientes en las partes donde se encuentran desalineados, provocando que una reducción momentánea de la velocidad de giro.

La FFT representa este fenómeno mediante picos al doble de la velocidad de rotación y al doble de la frecuencia de engrane. Cada uno de estos dos síntomas, principalmente el pico en 2x GMF, puede ser debido a un problema de alineación en el engranaje, que a su vez, podría estar provocado por una desalineación en un acoplamiento u otro factor externo como un problema en la bancada (ver Figura 21).

Figura 21. Espectro de un engranaje desalineado.



Fuente: www.sinais.es

Síntomas:

- ✓ Aumento de la amplitud en 2x GMF.
- ✓ Picos en otros armónicos de la GMF (1x, 3x, etc.).

- ✓ Importantes bandas laterales en 2x GMF y en 1x o incluso 2x RPM.
- ✓ Armónicos de la velocidad de giro de cada eje en 2x e incluso 3x RPM

4.4 ANÁLISIS ESPECTRAL PARA DIAGNOSTICO.

Cuando se mide la vibración de una máquina, se genera una información muy valiosa que es necesario analizar. El éxito de dicho análisis depende de la correcta interpretación que se le dé a los espectros capturados con respecto a las condiciones de operación en que se encuentra la máquina. Los pasos típicos en el análisis de vibración son:

- ✓ **Identificación de los picos de vibración en el espectro:** lo primero es identificar el pico de primer orden (1x), correspondiente a la velocidad de rotación del eje. En muchas ocasiones, los picos 1x del eje van acompañados de una serie de armónicos o múltiplos enteros de 1x.
- ✓ **Diagnóstico de la máquina:** determinación de la gravedad de los problemas de la máquina basándose en las amplitudes y la relación entre los picos de vibración.
- ✓ **Recomendaciones:** realizadas de formas apropiadas para las reparaciones, basadas en la severidad de los problemas de máquinas.

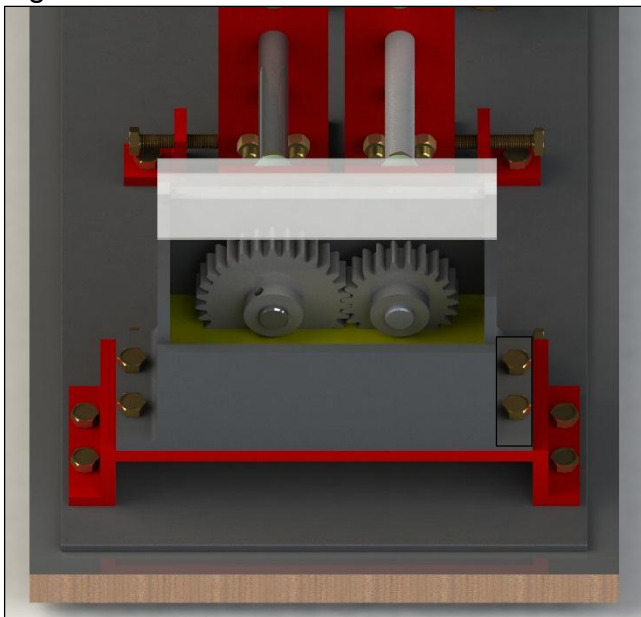
5. DESCRIPCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL BANCO.

Las características de los subsistemas del banco de pruebas se describen a continuación:

5.1 SISTEMA DE LUBRICACIÓN

Utiliza un sistema de lubricación por salpique (ver Figura 22) en el que los dientes del engranaje están sumergidos en un baño de aceite. El aceite es transferido a las superficies que se encajan, con el fin de que un engranaje lubrique al otro, lo cual permitirá que los dientes minimicen su interferencia de contacto metal-metal y por ende, su fricción y desgaste.


Figura 22. Sistema De Lubricación Banco De Pruebas



✓ El aceite empleado para la caja de engranajes es el lubricante para transmisiones manuales y diferenciales SAE 85W140 (ver Figura 23) fabricado por la empresa TERPEL SA... Este producto supera las exigencias de desempeño en transmisiones de trabajo pesado, su mejorada tecnología en aditivos de extrema presión asegura

una efectiva protección de las piezas y los aditivos dispersantes mantienen los componentes limpios evitando la formación de depósitos. (este es de fácil acceso en la ciudad)

Figura 23. Lubricante para cajas de engranajes SAE 85W140



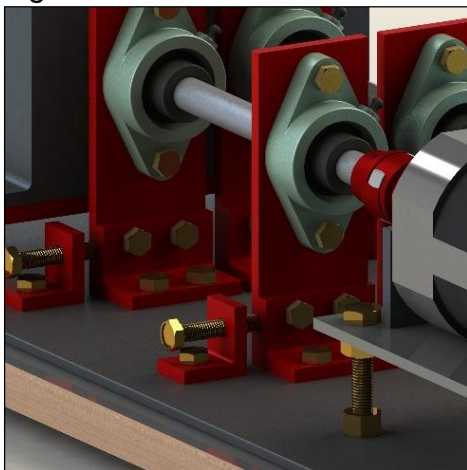
Beneficios

- Efectiva protección contra la extrema presión y el desgaste de los sistemas de engranajes que operan bajo condiciones de altas cargas.
- Evita la formación de espuma, garantizando una homogénea película lubricante.
- Excelente estabilidad térmica y resistencia a la oxidación, previniendo la formación de depósitos y la corrosión de las partes sometidas a altas temperaturas.
- Superior compatibilidad con los componentes de sellos.
- Sus aditivos dispersantes mantienen el sistema limpio, de acuerdo a los nuevos requerimientos API MT-1.
- Buena capacidad demulsificante.
- Tecnología de extrema presión, no corrosiva a los componentes de cobre y bronce.
- Garantiza superiores intervalos de servicio, alargando la vida útil de los equipos.

5.2 SISTEMAS DE ALINEACIÓN

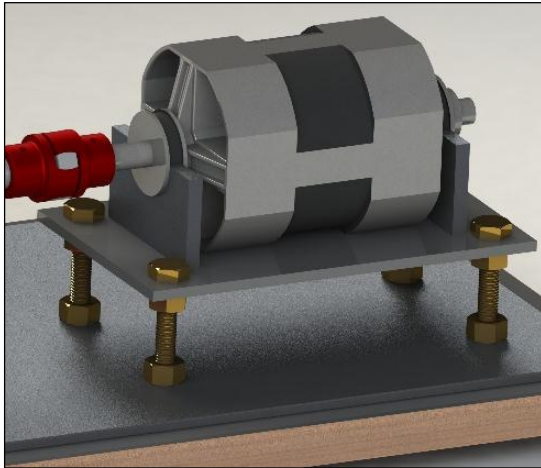
El movimiento de las bases que soportan las chumaceras se realiza a través de un mecanismo conformado por una guía y un tornillo como se muestra en la Figura 24.

Figura 24. Sistema De Alineación Banco De Pruebas.



La base del motor cuenta con tornillos de nivelación vertical como se muestra en la Figura 25, los cuales brindan rigidez y un ajuste compacto, permiten ajustar la altura del motor para corregir la alineación entre el acople flexible y el eje.

Figura 25. Sistema De Nivelación Vertical Motor



5.3 SISTEMA DE POTENCIA

El sistema de potencia está compuesto por un motor Universal General Electric de 2 HP alimentado con corriente continua, suministrado por laboratorio de vibraciones mecánicas de la Universidad (ver Figura 26).

Figura 26. Motor Universal General Electric.

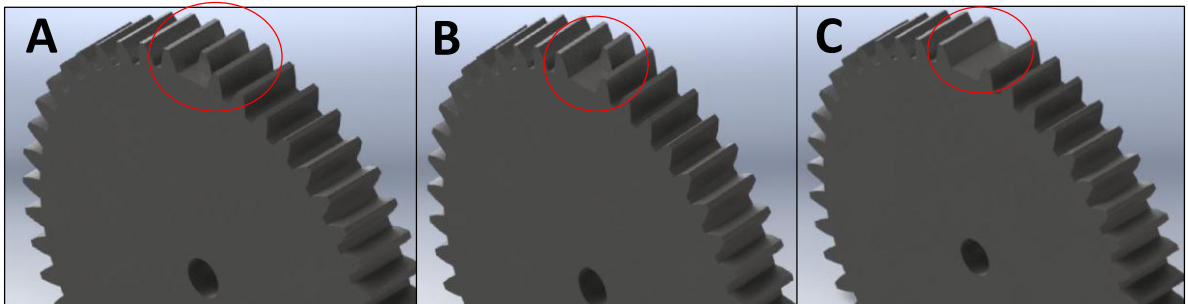


5.4 SIMULACIÓN DE FALLAS

Todas las fallas de estudio reproducidas en el banco de pruebas son inducidas de forma artificial ubicadas en el eje de salida y descritas de la siguiente manera:

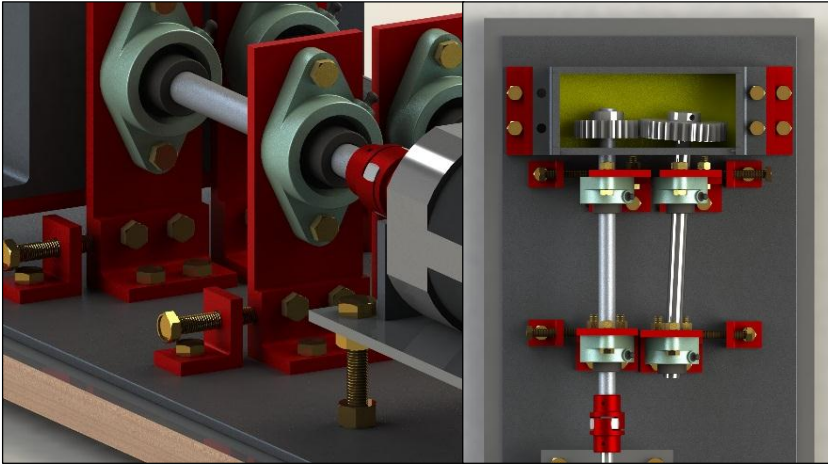
✓ **Fractura de diente:** Para reproducir esta falla se simulan tres grados diferentes de severidad inducidas en el Engranaje conducido. En una situación ideal, los fallos se deben introducir en el mismo diente del engranaje en buen estado, sin embargo, debido al uso académico del banco es necesario reproducir la falla continuamente; por ello los fallos se introdujeron en tres engranajes idénticos, a través de la eliminación de un porcentaje del ancho de la cara del diente, el primer engranaje con una falla incipiente equivalente a una pérdida del 25% del diente; el segundo con una falla intermedia equivalente a una pérdida del 50% del diente; y el tercero con una falla grave equivalente a la pérdida total del diente (100%) (ver Figura 27).

Figura 27. Fallas: a) Incipiente b) Intermedia c) Grave.



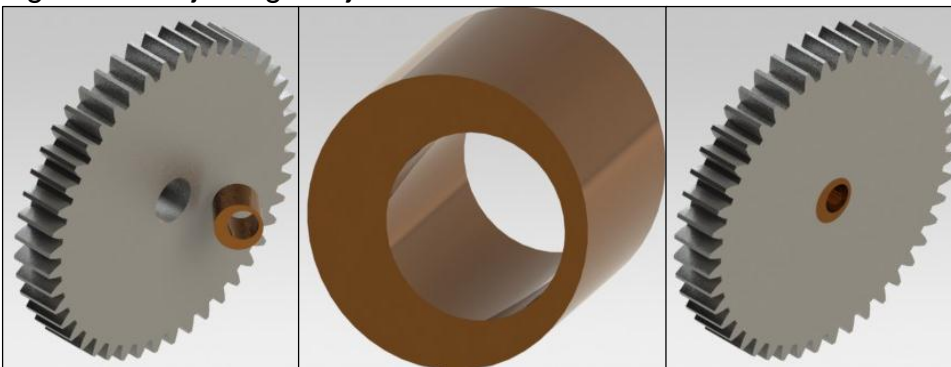
✓ **Desalineamiento entre engranajes:** Para la correcta simulación de esta falla se utiliza el nivelador vertical del motor, con el propósito de alinear el acople y los ejes, a fin evitar generar errores de desalineación que no corresponde a la falla a simular. Una vez cumplido este parámetro se procede a provocar el desalineamiento de los engranajes por medio del movimiento de la base de la chumacera que soporta el eje del engranaje conducido, usando un tornillo guía adaptado para este fin (ver Figura 28).

Figura 28. Sistema Desalineamiento Engranajes.



✓ **Engranaje Excéntrico:** Para reproducir esta falla se utiliza un sistema de buje excéntrico (ver Figura 29), que consiste en un buje que tiene su centro geométrico desplazado del centro de rotación. El uso de este elemento evita tener que fabricar un engranaje con un mecanizado de geometría excéntrica, por lo que se utiliza un engranaje estándar con un diámetro de cubo mayor que el diámetro requerido por el eje en el que se desea ensamblar, esto con el fin de permitir la adaptación del buje excéntrico sobre el eje; este método de buje excéntrico permite mayor facilidad para realizar cambios al momento de reproducir la falla.

Figura 29. Buje Engranaje Excéntrico.



6. DISEÑO Y SELECCIÓN DE LOS ELEMENTOS MECÁNICOS.

6.1 DISEÑO DE ENGRANAJES.

Los engranajes son la parte fundamental del proyecto, ya que todo se basa en el estudio y medición de la vibración que estos producen cuando transmite potencia y movimiento bajo la presencia de diferentes fallas. Por ello el diseño de los engranajes rectos se basa en el procedimiento propuesto en el libro ELEMENTOS DE MAQUINAS de HAMROCK, donde se exponen los métodos y recomendaciones definidas por la AGMA (American Gear Manufacturers Association) ya que los engranajes están altamente estandarizados respecto a la forma de los dientes y a su tamaño. Este procedimiento se lleva a cabo a continuación teniendo en cuenta que si el piñón y el engranaje están hechos del mismo material y tiene la misma resistencia, el cálculo se hace solo para el piñón, de lo contrario se analizan los dos.

El primer criterio tomado para iniciar el diseño, es el mencionado por la empresa **SINAIS ingeniería de mantenimiento**¹ en su página de internet en la cual dice “si la relación de dientes en los engranajes es un número entero, la frecuencia de repetición de diente coincidirá con las RPM del engranaje más grande y los mismos dientes estarán en contacto una vez por revolución. Esto causa un desgaste desigual en los engranajes, ya que, un defecto pequeño en un diente contactará de manera repetitiva con el mismo diente en el otro engranaje, causando un desgaste localizado en estos dientes. Idealmente, la frecuencia de repetición de diente debería ser lo más baja posible, para distribuir de manera uniforme el desgaste en los dos engranajes. Esto se consigue haciendo que el número de dientes en cada engranaje sea un número primo.

➤ Numero de dientes seleccionados:

$$N_{piñon} = 23$$

$$N_{eng} = 31$$

¹ http://www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/engranajes/diagnostico_engranajes.html

Un parámetro importante para la fabricación de los engranajes rectos es el modulo, el cual se expresa matemáticamente como la razón del diámetro primitivo entre el número de dientes y tiene unidades de milímetros en el SI sistema de medida internacional. Para la selección de este módulo se tiene en cuenta un factor muy importante, el cual consiste en la disponibilidad práctica de la herramienta (fresa de corte) por parte de los fabricantes en la ciudad (Bucaramanga) (ver Figura 30).

Figura 30. Herramienta para tallar engranajes (FRESA)



➤ **Modulo seleccionado:**

Modulo = 3; Se pueden encontrar los diámetros primitivos respectivamente

$$\text{Modulo} = \left(\frac{D_{eng}}{N_{eng}} \right) \quad ; \quad \text{Modulo} = \left(\frac{D_{piñon}}{N_{piñon}} \right)$$

$$D_{eng} = 93 [mm] \quad ; \quad D_{piñon} = 69 [mm]$$

➤ **Diámetros externos:**

$$D_{ext\,eng} = D_{eng} + 2 * \text{Modulo};$$

$$D_{ext\,piñon} = D_{piñon} + 2 * \text{Modulo}$$

$$D_{ext\,eng} = 99 [mm];$$

$$D_{ext\,piñon} = 75 [mm]$$

➤ **Angulo de presión:** Este ángulo está dado por la herramienta de corte "Fresa" utilizada para tallar el engranaje.

$$\varphi = 20 \text{ [degrees]}$$

➤ **Potencia de diseño:** Para el diseño por recomendación se tiene en cuenta una potencia superior a la nominal, esto se hace proporcionando un factor de seguridad de potencia (superior a 1,3 e inferior a 2) por precaución, si el engranaje llega a trabajar bajo condiciones superiores a las nominales, el propósito del factor es garantizar que no se presenten fallas durante la operación del equipo.

$$N_{spot} = 1,5; \quad \text{"factor de seguridad para la potencia"}$$

$$Pot_{nominal_{HP}} = 2 \text{ [HP]}$$

$$Pot_{nominal_{watts}} = Pot_{nominal_{HP}} * convert(HP; W)$$

$$Pot_{diseño} = N_{spot} * Pot_{nominal_{watts}}$$

$$Pot_{diseño} = 2237 \text{ [watts];}$$

$$Pot_{nominal} = 1491 \text{ [watts]}$$

➤ **Revoluciones del motor (entrada) y velocidad tangencial engranajes:**

$$rpm_{piñon} = 1800 \text{ [rpm];} \quad \text{"rpm de entrada – piñon"}$$

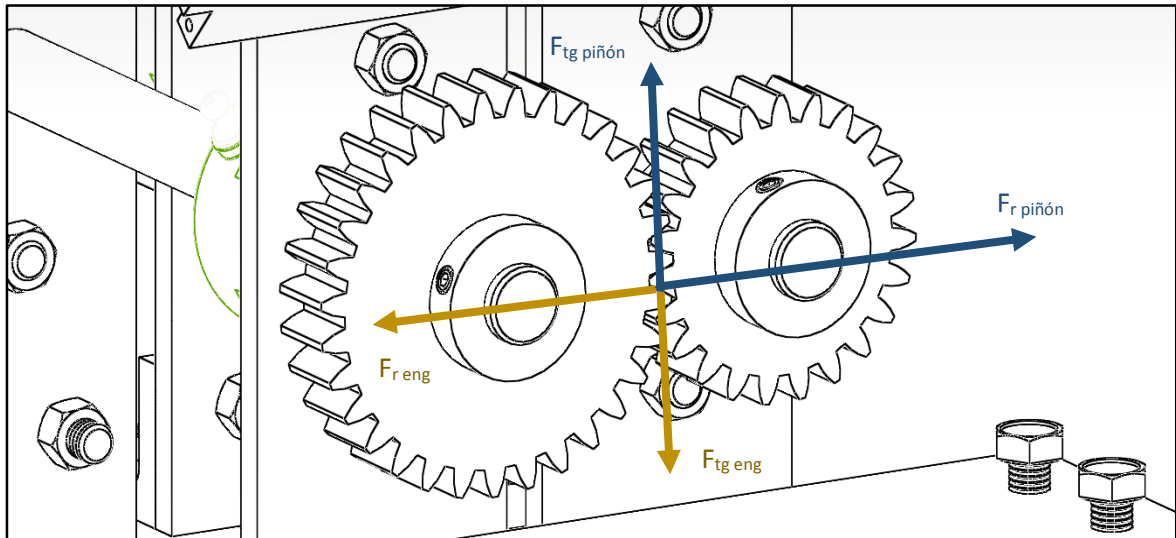
$$omega_{piñon} = rpm_{piñon} * \left(\frac{2 * pi}{60}\right); \quad \text{"omega_piñon en radianes [rad/s]"}$$

$$V_{tg_{piñon}} = omega_{piñon} * \left(\left(\frac{D_{piñon}}{2} * convert(mm; m)\right)\right)$$

$$V_{tg_{piñon}} = 6,503 \left[\frac{m}{s}\right]$$

➤ **Cargas a las que está sometido el piñón:** se muestran en la Figura 31.

Figura 31. Fuerzas en los engranajes



NOTA: Las fuerzas radiales y tangenciales halladas son para los dos engranajes iguales en magnitud pero contrarias en dirección.

$$F_{tg\ piñon} = \frac{Pot_{diseño}}{V_{tg\ piñon}} ;$$

“Fuerza tangencia en el piñón”

$$F_{tg\ piñon} = 344 [N]$$

$$F_{rad\ piñon} = F_{tg\ piñon} * \tan(phi) ;$$

“Fuerza radial en el piñón”

$$F_{rad\ piñon} = 125,2 [N]$$

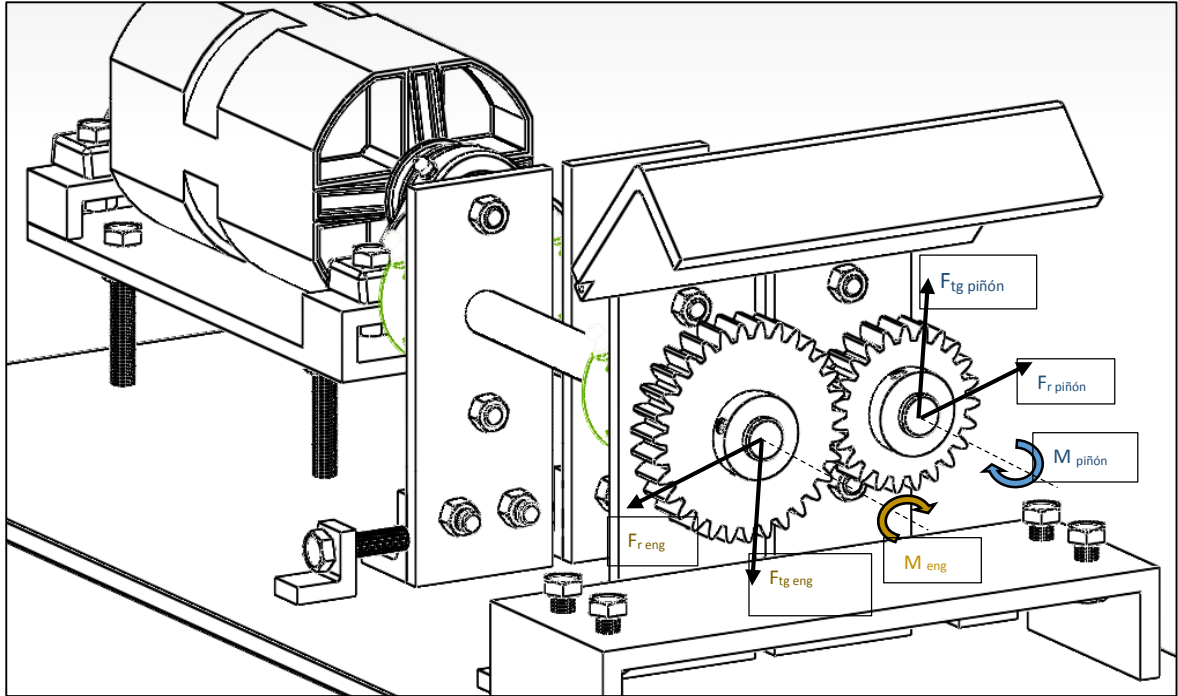
$$F = \frac{F_{tg\ piñon}}{\cos(phi)} ;$$

“Fuerza resultante sobre el engranaje”

$$F = 366,1 [N]$$

- **Torque producido por la fuerza tangencial en cada eje (motriz y conducido):** su ubicación se muestra en la Figura 32.

Figura 32. Torque en los ejes



Torque en el eje de entrada producido por el piñón.

$$D_{piñon_m} = D_{piñon} * convert(mm; m); \quad D_{piñon_m} = 0,069 [m]$$

$$T_{eje1} = F_{tg\ piñon} * \left(\frac{D_{piñon_m}}{2}\right); \quad M_{piñon} = T_{eje1} = 11,87 [N - m]$$

Torque en el eje de salida producido por el engranaje.

$$D_{eng_m} = D_{eng} * convert(mm; m) \quad D_{eng_m} = 0,093 [m]$$

$$T_{eje2} = F_{tg\ eng} * \left(\frac{D_{eng_m}}{2}\right); \quad M_{eng} = T_{eje2} = 16 [N - m]$$

6.1.1 Análisis De Resistencias En Los Engranajes.

Resistencia admisible a la flexión:

➤ $\delta_{f_{adm}}$ = Resistencia admisible a la flexión [Mpa]

$$\delta_{f_{adm}} = \frac{\delta_f * Y_N}{N_S * k_T * k_R}; \quad \text{Resistencia admisible a la flexión del acero 4140.}$$

➤ δ_f = Resistencia a la flexión del material [Mpa] (Ver Anexo A)

$$\delta_f = 241 \text{ [Mpa]}; \quad \text{Para el acero 4140 con dureza 320 HB}$$

➤ N_S = Factor de seguridad (1,3 - 2)

$$N_S = 1,5; \quad \text{Criterio del diseñador}$$

➤ k_T = Factor de temperatura

$$k_T = 1,0; \quad \text{Porque la temperatura es menor a } 120 \text{ }^\circ\text{C}$$

➤ k_R = Factor de confiabilidad

$$k_R = 1,0; \quad \text{Para confiabilidad del 99\%}$$

➤ N_c = Numero de ciclos del sistema

$$h_{trabajo} = 2 \text{ [horas]}$$

$$a_{trabajo} = 5 \text{ [años]}$$

$$N_c = \text{rpm}_{\text{piñon}} * (60) * (h_{trabajo}) * (365) * (a_{trabajo})$$

➤ Y_N = Factor de ciclos de vida (Ver Anexo A)

$$Y_N = 1,3558 * N_c^{-0,0178}; \quad \text{Para aceros con dureza } > 250 \text{ HB Numero Ciclos } > 10^6$$

$$Y_N = 0,9532$$

Con los datos obtenidos para cada factor se puede encontrar el valor de la resistencia admisible a la flexión del acero 4140 con una dureza de 320 HB

$$\delta_{f_{adm}} = \frac{\delta_f * Y_N}{N_S * K_T * K_R} = 153,2 \text{ [Mpa]}$$

Resistencia admisible a la compresión:

➤ $\delta_{f_{adm}}$ = Resistencia admisible a la compresión [Mpa]

$$\delta_{C_{adm}} = \frac{\delta_C * Z_n * C_H}{N_S * K_T * K_R}; \quad \text{Resistencia admisible a la compresión del acero 4140.}$$

➤ δ_C = Resistencia a la compresión del material [Mpa] (Ver Anexo A)

$$\delta_f = 896 \text{ [Mpa]}; \quad \text{Para el acero 4140 con dureza 320 HB}$$

➤ Z_n = Factor de ciclos de fatiga por compresión (Ver Anexo A)

$$Z_n = 2,466 * N_c^{-0,056}; \quad \text{Para aceros con dureza } > 250 \text{ HB Numero Ciclos } > 10^6$$

$$Z_n = 0,814$$

➤ C_H = Factor que depende de la dureza del material

$$C_H = 1 + A_2 * (m - 1)$$

$$\text{ssi } \frac{HB_p}{HB_{eng}} < 1,2; \quad A_2 = 0$$

$$m = \frac{rpm_{piñon}}{rpm_{eng}}; \quad \text{Relación de transmisión de los engranajes.}$$

$$C_H = 1.0$$

Con los datos obtenidos para cada factor se puede encontrar el valor de la resistencia admisible a la compresión del acero 4140 con una dureza de 320 HB

$$\delta_{C_{adm}} = \frac{\delta_C * Z_n * C_H}{N_s * K_T * K_R} = 486,2 [Mpa]$$

NOTA: Los factores de temperatura, confiabilidad, seguridad y número de ciclos son iguales para los cálculos de flexión y compresión.

6.1.2 Análisis De Esfuerzos Engranajes.

Flexión

➤ σ_f = Esfuerzo de flexión [Mpa]

$$\sigma_f = \frac{F_{tg_{piñon}} * k_a * k_s * k_m * k_v * k_i * k_b}{Modulo * b_w * Y_j}$$

➤ Y_j = Factor de Lewis (función del número de dientes), (Ver Anexo A)

$$Y_j = 0,297$$

➤ K_a = Factor aplicación de carga, (Ver Anexo A)

$$K_a = 1,5 ; \quad \text{Criterio- potencia uniforme e impacto moderado}$$

➤ K_s = Factor de tamaño, (Ver Anexo A)

$$K_s = 1,0$$

➤ K_m = Factor de distribución de la carga

$$k_m = 1 + C_{mc} * (C_{pf} * C_{pm} + C_{ma} * C_e) = 1,167$$

$b_w = 20 [mm]$; Se asume el valor del ancho del engranaje b_w

$rel_2 = 0,5$; Porque la relación $\frac{b_w}{d_{piñon}} < 0,5$

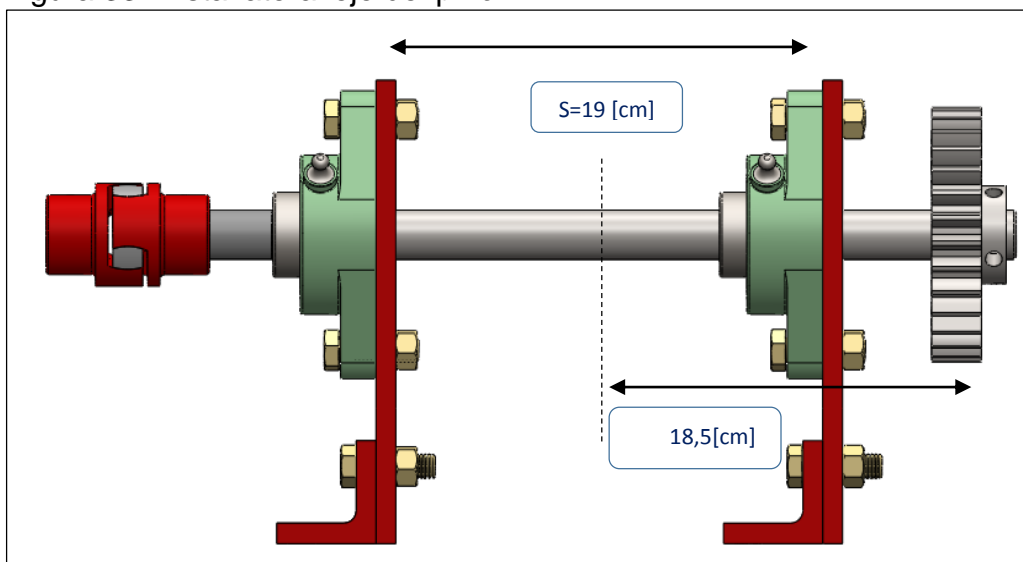
$C_{pf} = \frac{rel_2}{10} = 0,025$, factor de proporción del piñón

C_{pm} = Factor de proporción modificada del piñón.

$C_{pm} = 1,1$; Porque la relación $\frac{s_1}{s} > 0,175$

La Figura 16 muestra la vista lateral del eje de entrada

Figura 33. Vista lateral eje del piñón



$C_{mc} = 1,0$;

Factor de corrección de manejo

$C_{ma} = A + B * b_w + C * b_w^2$;

Factor de alineamiento

$A = 0,127$; $B = 6,22 * 10^{-4}$;

$C = -1,69 * 10^{-7}$

$C_e = 1,0$;

Factor corregido de alineamiento

➤ K_v = Factor dinámico.

$C_1 = 14,14$;

Para velocidad tangencial en [m/s]

$Q_v = 8$; Índice de calidad o precisión (Ver anexo A)

$$B_1 = 0,25 * (12 - Q_v)^{0,667}; \quad A_1 = 50 + 56 * (1 - B_1)$$

$$k_v = \left[\frac{\left(\left(A_1 + C_1 * \sqrt[2]{V_{tg\ piñon}} \right) \right)^{B_1}}{A_1} \right] = 1,297; \quad V_{tg\ piñon} = 6,503 \left[\frac{m}{s} \right]$$

➤ $K_i =$ Factor de contacto

$$K_i = 1,0; \quad \text{Para contacto exterior}$$

➤ $K_b =$ Factor de anillo

$$K_b = 1,0; \quad \text{Para engranajes macizos}$$

Con los datos obtenidos para cada factor se puede encontrar el valor del esfuerzo de flexión.

$$\sigma_f = \frac{F_{tg\ piñon} * k_a * k_s * k_m * k_v * k_i * k_b}{Modulo * b_w * Y_j} = 43,81 [Mpa]$$

Compresión

➤ $\sigma_c =$ Esfuerzo de compresión [Mpa]

$$\sigma_c = E_1 * \left(\left(\frac{W_1}{2 * \pi} \right) * ((k_a * k_s * k_m * k_v)) \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$C_{poisson\ piñon} = 0,3; \quad C_{poisson\ eng} = 0,3$$

$$E_{piñon} = 206 * 10^3 [Mpa]; \quad E_{eng} = 206 * 10^3 [Mpa]$$

$$E_1 = \frac{2}{\frac{1 - C_{poisson_{piñon}}^2}{E_{piñon}} + \frac{1 - C_{poisson_{eng}}^2}{E_{eng}}} = 226374$$

$$w = \frac{F}{b_w} = 18,3 \left[\frac{N}{m} \right]$$

$$\frac{1}{R_x} = \frac{2}{\sin(\varphi)} * \left(\frac{1}{d_{piñon}} + \frac{1}{D_{eng}} \right); \quad R_x = 6,774$$

$$W_1 = \frac{w}{E_1 * R_x} = 0,00001194$$

Con los datos obtenidos para cada factor se puede encontrar el valor del esfuerzo de compresión.

$$\sigma_c = E_1 * \left(\left(\frac{W_1}{2 * \pi} \right) * ((k_a * k_s * k_m * k_v)) \right)^{\frac{1}{2}} = 470 [Mpa]$$

NOTA: Los factores de tamaño, dinámico, aplicación de carga y de distribución de carga son iguales para los cálculos de flexión y compresión.

IMPORTANTE: se analiza que esfuerzo de flexión y compresión no superen el valor de la resistencia admisible respectivamente ($\sigma \leq \delta$), si ocurre lo contrario se debe modificar el ancho del diente anteriormente supuesto (b_w).

❖ Flexión

$$\sigma_f = 43,81 [Mpa]; \quad \delta_{f_{adm}} = \frac{\delta_f * Y_N}{N_s * k_T * k_R} = 153,2 [Mpa]$$

❖ Compresión

$$\sigma_c = 470 [Mpa]; \quad \delta_{c_{adm}} = 486,2 [Mpa]$$

Por consiguiente el diseño realizado para los engranajes es válido.

6.2 DISEÑO DEL EJE DE ENTRADA Y SALIDA.

Para el análisis de los ejes se hace necesario determinar las cargas que estos soportan y que son dadas por la magnitud de las fuerzas de los engranajes y la ubicación espacial de los apoyos que los sostienen, además se diseñan para una potencia de entrada igual a 2 HP y una velocidad de 1800 RPM, luego se verifica por fatiga, flexión y torsión determinando así el diámetro necesario para la construcción del eje.

6.2.1 Material Seleccionado.

El material seleccionado para elaborar los ejes es acero 1045, que es un acero grado ingeniería de aplicación universal, que proporciona un nivel medio de resistencia mecánica y tenacidad a bajo costo con respecto a los aceros de baja aleación. Es ampliamente utilizado en la industria automotriz, se usa en partes de máquinas que requieran dureza y tenacidad como: manivelas, chavetas, pernos, bulones, engranajes de baja velocidad, acoplamientos, árboles, bielas, cigüeñales, ejes de maquinaria de resistencia media, piezas de armas, cañones de fusiles, espárragos, barras de conexión, tornillería grado 5, pernos de anclaje, etc.

Este acero es usado en condiciones de suministro (laminado en caliente) y tiene las siguientes características dadas por la compañía general de aceros en Bucaramanga:

Propiedades

- ✓ Densidad → 7.85 gr/cm³.
- ✓ Módulo de elasticidad → 2 x 10¹¹ Pa (24 x 10⁶ PSI).
- ✓ Resistencia a la tracción (S_{ut}) → 655 MPa
- ✓ Punto de fluencia (S_y) → 413 MPa
- ✓ Dureza de suministro → 175 – 200 HB

6.2.2 Calculo Del Eje De Entrada.

Para el cálculo del eje se utilizan los valores de las fuerzas radial y tangencial, así como el momento obtenido en el diseño de los engranajes:

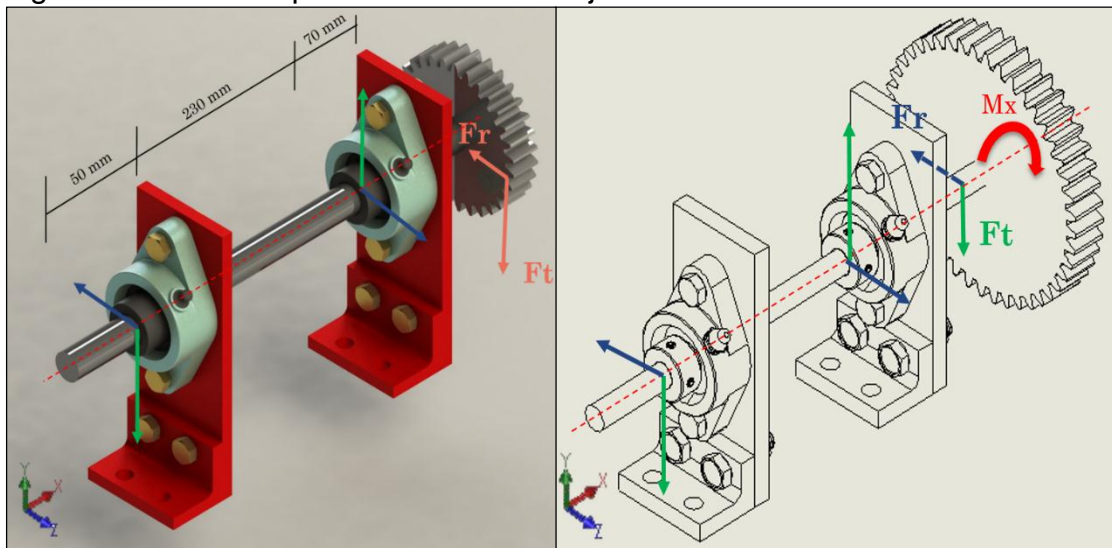
$$F_{\text{rad,piñon}} = 125,2 \text{ [N]}$$

$$F_{\text{tg,piñon}} = 344 \text{ [N]}$$

$$\text{Torque}_{\text{eje,1}} = 11,87 \text{ [Nm]}$$

6.2.2.1 Análisis Estático Eje De Entrada. La Figura 34 muestra las fuerzas que actúan sobre el eje de entrada

Figura 34. Fuerzas que actúan sobre el eje de entrada.



Las fuerzas que actúan sobre el eje son las reacciones en los apoyos, las fuerzas del piñón y un momento debido al desplazamiento de la fuerza tangencial hacia el eje.

$$F_{\text{rad,piñon}} = 125,2 \text{ [N]}$$

$$F_{\text{tg,piñon}} = 344 \text{ [N]}$$

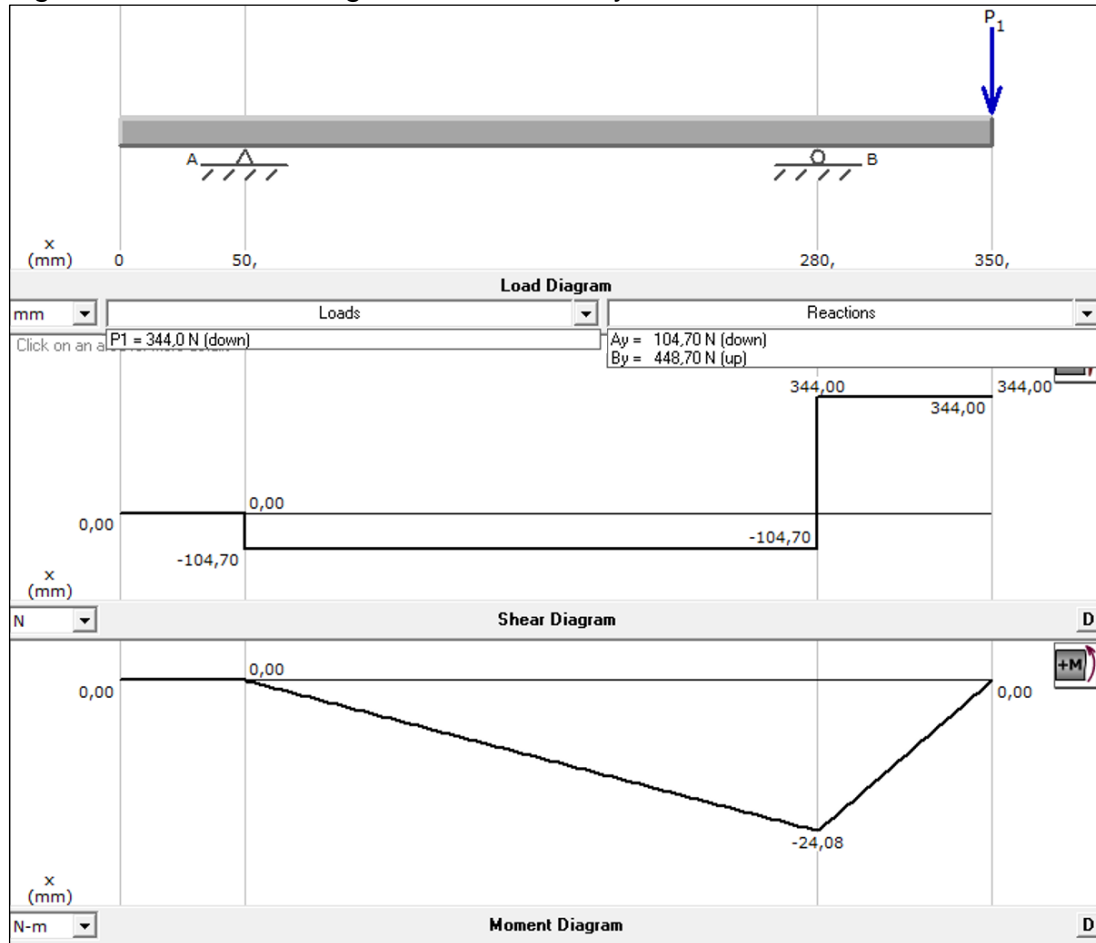
$$M_x = F_{\text{tg,piñon}} \cdot \frac{D_{\text{piñon}}}{2}$$

$$M_x = 11,87 \text{ [Nm]}$$

Diagramas De Momentos

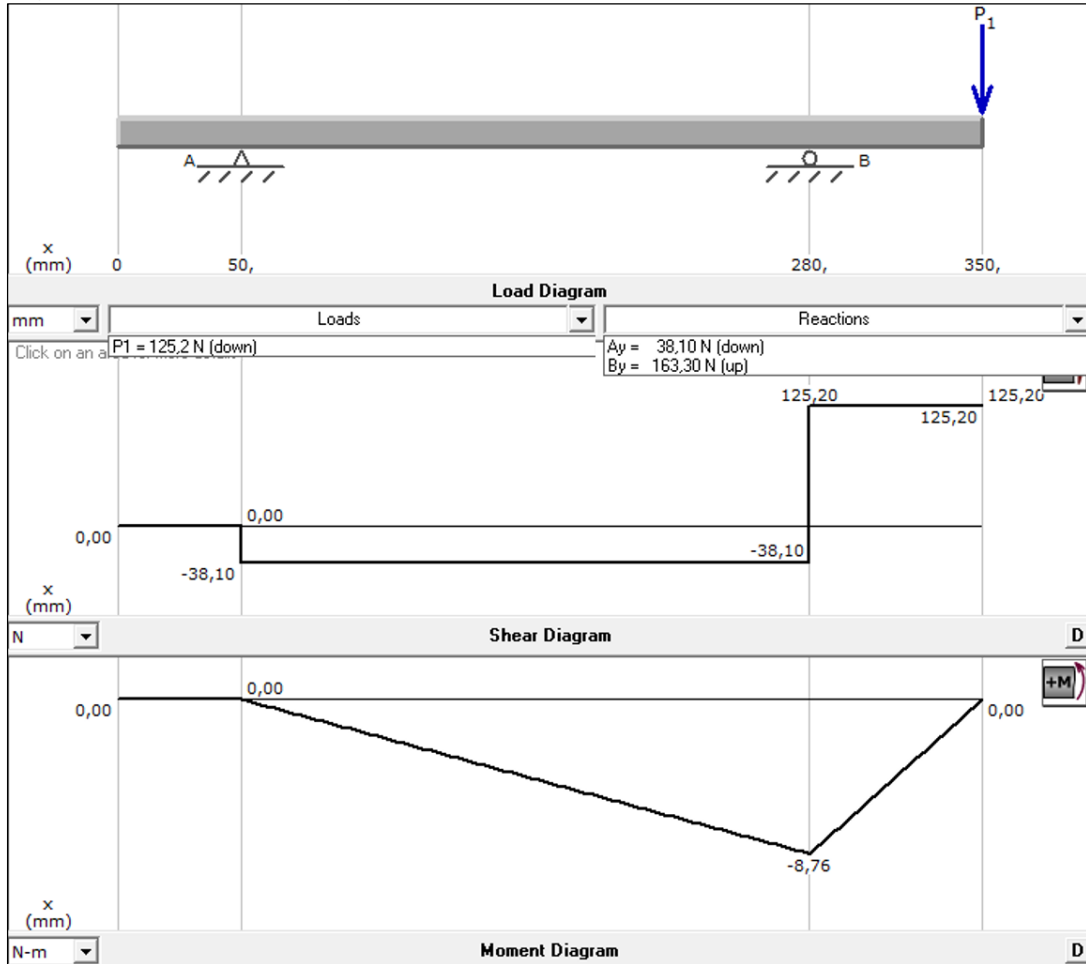
Con la ayuda del software de computador MD Solids se generan los diferentes diagramas de momento para los planos XY (ver Figura 35) y XZ (ver Figura 36).

Figura 35. Plano XY diagrama de cortante y momentos



El mayor momento se obtiene a 280 mm en la posición del apoyo B y su magnitud corresponde a: $M_{BXY} = 24,08 \text{ [Nm]}$

Figura 36. Plano XZ diagrama de cortante y momentos.



El mayor momento se obtiene a 280 mm en la posición del apoyo B y su magnitud corresponde a: $M_{Bxz} = 8,76 \text{ [Nm]}$

Con estos valores de momentos obtenidos del programa MD Solids se calcula el momento resultantes, cuyo valor crítico se encuentra en el apoyo B

$$M_{Bxy} = 24,08 \text{ [Nm]}$$

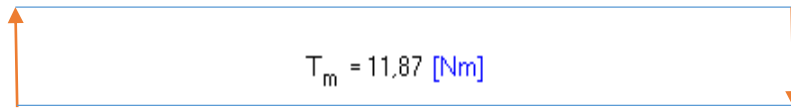
$$M_{Bxz} = 8,76 \text{ [Nm]}$$

$$M_{B\text{Resultante}} = \sqrt{M_{Bxy}^2 + M_{Bxz}^2}$$

$$M_{B\text{Resultante}} = 25,62 \text{ [Nm]}$$

El Diagrama de torques es mostrado en la Figura 37, el torque que entra es igual al torque que sale

Figura 37. Diagrama de torques.



6.2.2.2 Calculo Del Diámetro Eje De Entrada.

Para obtener el diámetro mínimo del eje se utiliza la ecuación de Soderberg del máximo esfuerzo cortante, esta ecuación se simplifica debido a que el torque es constante, el eje es macizo, y el momento medio es cero:

$$d_{\text{Soderberg}} = \left[32 \cdot \frac{\text{Factor}_{\text{seguEje}}}{\pi} \cdot \left(\left[K_f \cdot \frac{M_{\text{BResultante}}}{S_e} \right]^2 + \left[\frac{T_m}{2 \cdot S_{ys}} \right]^2 \right)^{(1/2)} \right]^{(1/3)}$$

Debido al uso formativo destinado para el banco de pruebas el eje, éste es diseñado para un ciclo de vida superior a 10^6 , además se trabaja con un factor de seguridad de 1.3. Para calcular la resistencia a la cedencia en corte (S_{ys}) se utiliza la teoría de máximo esfuerzo cortante, conociendo que $S_y = 4,130 \times 10^8$ Pa, para el acero 1045

$$S_{ys} = \frac{S_y}{2}$$

$$S_{ys} = 2,065 \times 10^8$$

Para calcular el límite de fatiga S_e , se requiere de la siguiente formula:

$$S_e = K_L \cdot K_T \cdot K_m \cdot K_c \cdot K_s \cdot K_d \cdot S_e'$$

Factor de carga

$K_L = 1$, carga flectora, según el libro de Fatiga – Fisura Progresiva, ALPACOR, (Anexo B)

Factor de efectos de la temperatura ambiente de trabajo

$K_T = 1$, trabaja a temperatura ambiente, según el libro Fatiga – Fisura Progresiva, ALPACOR, (Anexo B).

Factor de efectos misceláneos

$K_m = 1$, sin tratamiento térmico, según el libro Fatiga – Fisura Progresiva, ALPACOR, (Anexo B).

Factor de confiabilidad

$K_c = 0,814$, confiabilidad del 99%, según el libro Fatiga – Fisura Progresiva, ALPACOR, (Anexo B).

Factor de acabado superficial de la zona crítica

$K_s = 0,78$, maquinado común, según el libro Fatiga – Fisura Progresiva, ALPACOR, (Anexo B).

Factor de tamaño (mínimo “d” en la zona crítica)

Inicialmente se supone un diámetro inicial de 10 mm para calcular este factor debido a que se relaciona por la siguiente fórmula según el libro Elementos de Máquinas de Hamrock² (si $8 < d_{\text{inicial}} < 250$ mm):

$$K_d = \frac{1,189}{d_{\text{inicial}}^{0,112}}$$

$$K_d = 0,9187$$

Ya que el eje es diseñado para un ciclo de vida superior a 10^6 entonces $Se' = S_{ut}/2$, donde $S_{ut} = 6,55 \times 10^8$ Pa, para el acero 1045, entonces:

$$Se' = \frac{S_{ut}}{2} \quad Se' = 3,275E+08$$

² HAMROCK, Bernarnd J. Elementos de Maquinas. México: McGraw Hill, 1999. P. 275

Por lo que el cálculo del límite de fatiga S_e , corresponde a:

$$S_e = K_L \cdot K_T \cdot K_m \cdot K_c \cdot K_s \cdot K_d \cdot S_e'$$

$$S_e = 1,910E+08$$

Factor de concentración de esfuerzos en fatiga

Debido a que en el eje se taladra un agujero de $\frac{1}{4}$ in para alojar un tornillo prisionero que asegura al engranaje en su ubicación, se tiene un concentrador de esfuerzos por flexión que se calcula así:

$$K_f = 1 + q \cdot (k_{tg} - 1)$$

$K_{tg} = 1.7$, factor de concentración de esfuerzos geométrico para una flecha con una perforación transversal a flexión, según el libro Fatiga – Fisura Progresiva, ALPACOR, (Anexo B).

$q = 0.8$ sensibilidad a la entalladura, según el libro Fatiga – Fisura Progresiva, ALPACOR, (Anexo B).

$$K_f = 1 + q \cdot (k_{tg} - 1)$$

$$K_f = 1,56$$

Teniendo todos los factores se utiliza la ecuación de Soderberg del máximo esfuerzo cortante:

$$d_{Soderberg} = \left[32 \cdot \frac{\text{Factor}_{\text{seguEje}}}{\pi} \cdot \left(\left[K_f \cdot \frac{M_{B\text{Resultante}}}{S_e} \right]^2 + \left[\frac{T_m}{2 \cdot S_{ys}} \right]^2 \right)^{(1/2)} \right]^{(1/3)}$$

Con los siguientes datos:

$$\text{Factor}_{\text{seguEje}} = 1,3$$

$$S_{ys} = 2,065E+08$$

$$M_{B\text{Resultante}} = 25,62 \text{ [Nm]}$$

$$S_e = 1,910E+08$$

$$T_m = 11,87 \text{ [Nm]}$$

$$K_f = 1,56$$

Obteniendo como resultado un diámetro de:

$$d_{\text{Soderberg}} = 0,01409 \text{ [m]} \approx d_{\text{eje,in}} = 0,5547 \text{ [in]}$$

Se toma entonces un diámetro mayor para tener una medida estándar que corresponde a $\frac{3}{4} = 0.75 \text{ in} = 19.05 \text{ mm}$.

6.2.2.3 Análisis Deformación Eje De Entrada.

Comprobando datos por deformación del eje con la ayuda del programa MD (ver Figura 38) Solids y la curva elástica (ver Figura 39 y Figura 40), se utiliza el módulo de elasticidad del acero 1020 que es igual al acero 1045.

Figura 38. Sección transversal del eje de entrada.

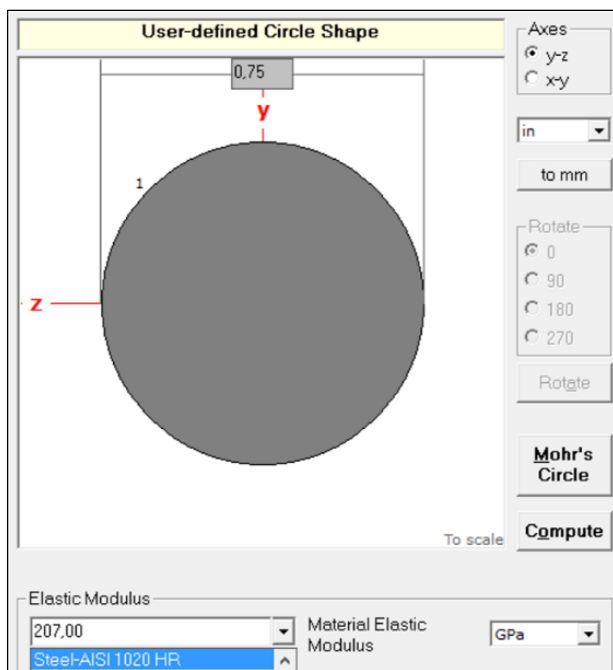
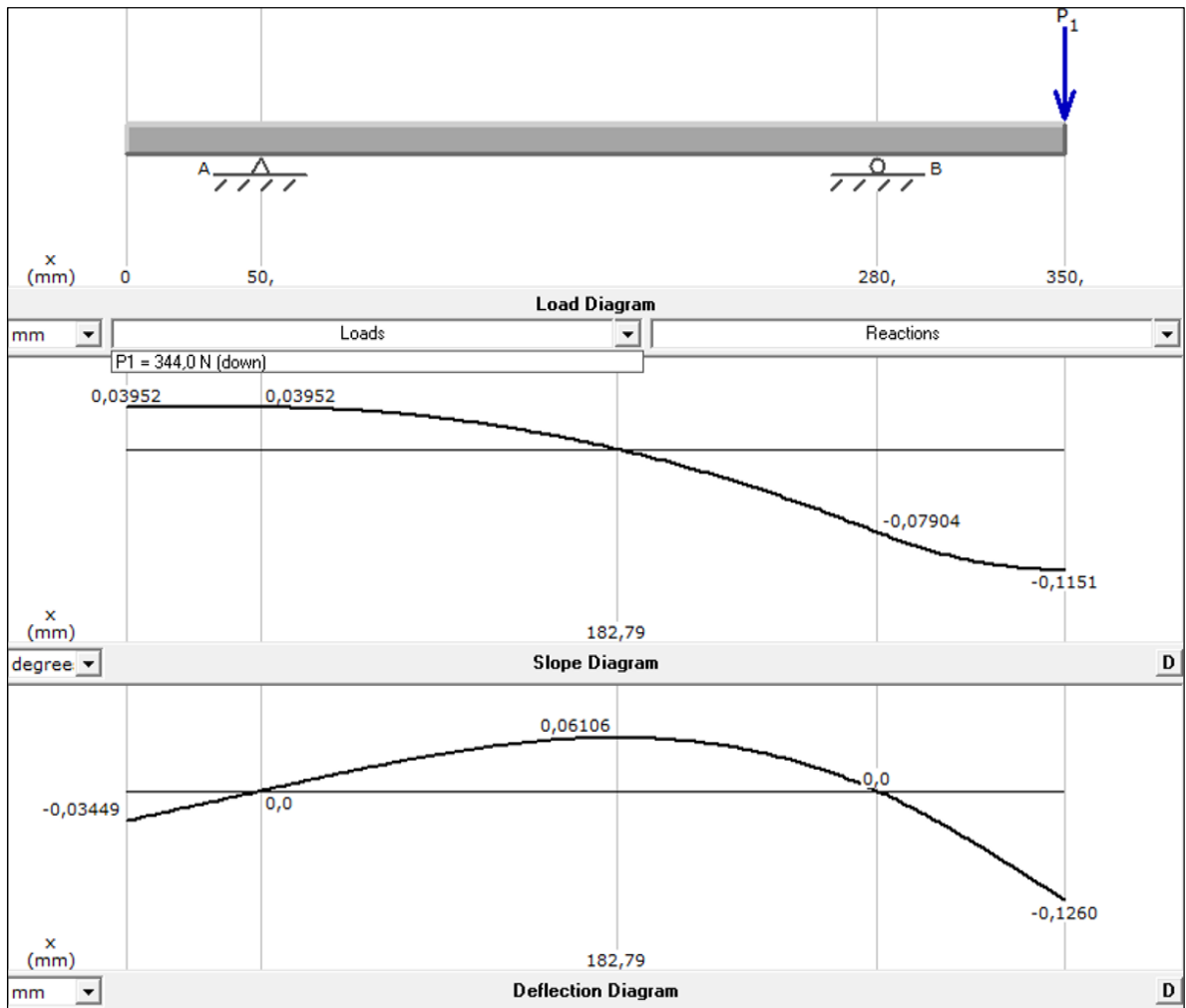
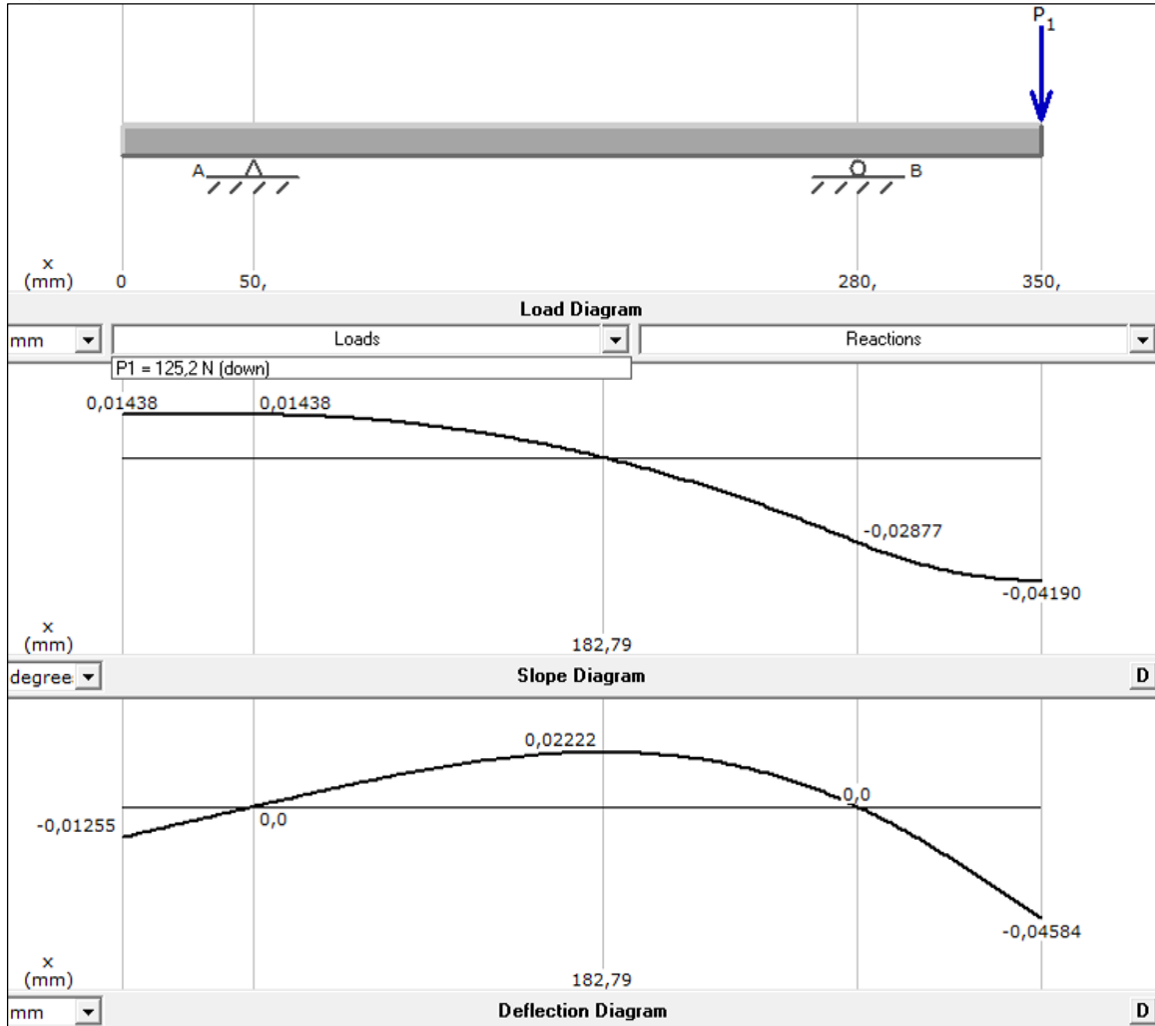


Figura 39. Deformación plano XY.



La magnitud de la deformación en 182,79 mm es $\text{deformacion_1XY} = 0,06106 \text{ mm}$ y la magnitud de la deformación en 350 mm es $\text{deformacion_2XY} = 0,1260 \text{ mm}$

Figura 40. Deformación plano XZ.



La magnitud de la deformación en 182,79 mm es deformación_{1XZ} = 0,02222 mm y la magnitud de la deformación en 350 mm es deformación_{2XZ} = 0,04584 mm

Entonces la deformación total en el punto 1 es:

$$\text{deformacion}_{1XY} = 0,06106 \text{ [mm]}$$

$$\text{deformacion}_{1XZ} = 0,02222 \text{ [mm]}$$

$$\text{deformacion}_1 = \sqrt{\text{deformacion}_{1XY}^2 + \text{deformacion}_{1XZ}^2}$$

$$\text{deformacion}_1 = 0,06498 \text{ [mm]}$$

La deformación total en el punto 2 es:

$$\text{deformacion}_{2XY} = 0,126 \text{ [mm]}$$

$$\text{deformacion}_{2XZ} = 0,04584 \text{ [mm]}$$

$$\text{deformacion}_2 = \sqrt{\text{deformacion}_{2XY}^2 + \text{deformacion}_{2XZ}^2}$$

$$\text{deformacion}_2 = 0,1341 \text{ [mm]}$$

Se toma la mayor deformación para el eje, que en este caso es la deformación 2

6.2.2.4 Cálculo De La Velocidad Crítica Eje De Entrada.

El cálculo de la velocidad crítica se hace para conocer la frecuencia natural del eje y depende de la deformación estática, ya que esta es considerada como una función de la velocidad, su cálculo se realiza tomando la mayor deformación del eje, que en este caso es la deformación 2:

$$w = \sqrt{\left(\frac{\text{gravedad}}{\text{deformación}}\right) \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]}; \quad w = \sqrt{\left(\frac{9810 \left[\frac{\text{mm}}{\text{s}^2}\right]}{0.1341 \text{ [mm]}}\right) \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]}$$

$$w = 270.5 \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}}\right]; \quad n = 2583 \text{ [RPM]}$$

La velocidad crítica encontrada es de 2583 rpm, este valor se encuentra 1,4 veces por encima de la velocidad de diseño de 1800 rpm, por lo cual no habrá resonancia ya que esta velocidad no se va a alcanzar en operación.

6.2.2.5 Análisis Por Flexión Eje De Entrada.

La deformación máxima por norma según el autor Faires³, recomienda “*la pendiente relativa de los ejes está limitada a 0,0005 [cm/cm]*”

³ Diseño de elementos de máquinas, V.M. Faires, pág. 352.

$$\text{deformacion}_{\text{maxEje}} = \text{deformacion}_2$$

$$\text{Longitud}_{\text{Eje}} = 35 \text{ [cm]}$$

$$\text{deformacion}_{\text{maxNorma}} = \text{Longitud}_{\text{Eje}} \cdot 0,0005$$

$$\text{deformacion}_{\text{maxNorma}} = 0,0175 \text{ [cm]}$$

Entonces para que el eje aguante la deformación y se encuentre dentro de la norma, se debe cumplir con lo siguiente:

$$\text{def}_{\text{maxEje}} \leq \text{def}_{\text{maxNorma}}$$

$$\text{deformacion}_{\text{maxEje}} = 0,01341 \text{ [cm]} \leq \text{deformacion}_{\text{maxNorma}} = 0,0175 \text{ [cm]}$$

Lo que indica que con ese diámetro el eje aguanta por flexión.

6.2.2.6 Análisis Por Torsión Eje De Entrada.

Comprobando datos por torsión del eje con la ayuda del programa MD Solids se obtiene el resultado mostrado en la Figura 41:

Figura 41. Deformación torsional del eje.

The screenshot shows the MD Solids software interface for torsion analysis. The main window displays a 3D model of a blue shaft with a grid, showing its deformation under torque. To the right, a control panel contains various input fields and checkboxes for Shearing Stress, Angle of Twist, and Optional Effects. The 'Twist Angle' field is highlighted with a red box and shows a value of 0,2301. Below the 3D model, there is a 'Further explanations' section titled 'Torsion Module - Simple Torsion' which provides the formulas and calculations used to determine the shear stress and twist angle.

Further explanations

Torsion Module - Simple Torsion

Using the torsion stress formula ($\tau = Tc/J$), compute the shaft shear stress from the torque, the polar moment of inertia, and the shaft radius.

Shear Stress $\tau = (11,870 \text{ N-m} \times 0,3750 \text{ in}) + 0,03106 \text{ in}^4 = 8,745 \text{ MPa}$
 Note: Make the units consistent before performing the hand calculation.

Use the torsion twist angle formula ($\phi = TL/GJ$) to solve for the shaft twist angle.

Twist angle $\phi = (11,870 \text{ N-m} \times 350,0 \text{ mm}) + (0,03106 \text{ in}^4 \times 80,00 \text{ GPa}) = 0,2301 \text{ degrees}$
 Note: Make the units consistent before performing the hand calculation.

Fuente: Md Solids.

Entonces la máxima deformación torsional del eje es:

$$\text{deformacion}_{\text{torsionalEje}} = 0,2301$$

La deformación torsional por norma según el autor Faires⁴ “3,2° por metro de longitud del eje”

Calculando la deformación torsional por norma se tiene:

$$\text{Longitud}_{\text{Ejemetros}} = 0,35 \text{ [m]}$$

$$\text{deformacion}_{\text{torsionalNorma}} = \text{Longitud}_{\text{Ejemetros}} \cdot 3,2$$

$$\text{deformacion}_{\text{torsionalNorma}} = 1,12$$

$$\boxed{\text{def}_{\text{maxEje}} \leq \text{def}_{\text{maxNorma}}}$$

$$\text{deformacion}_{\text{torsionalEje}} = 0,2301 \leq \text{deformacion}_{\text{torsionalNorma}} = 1,12$$

Por lo tanto el eje cumple con la norma por torsión y flexión obteniendo así el diámetro final de 0.75 in = 1,905 cm.

6.2.3 Calculo Del Eje De Salida.

Para el cálculo del eje se utilizan los valores de las fuerzas radial y tangencial, así como el momento obtenido en el diseño de los engranajes:

$$F_{\text{rad,eng}} = 125,2 \text{ [N]}$$

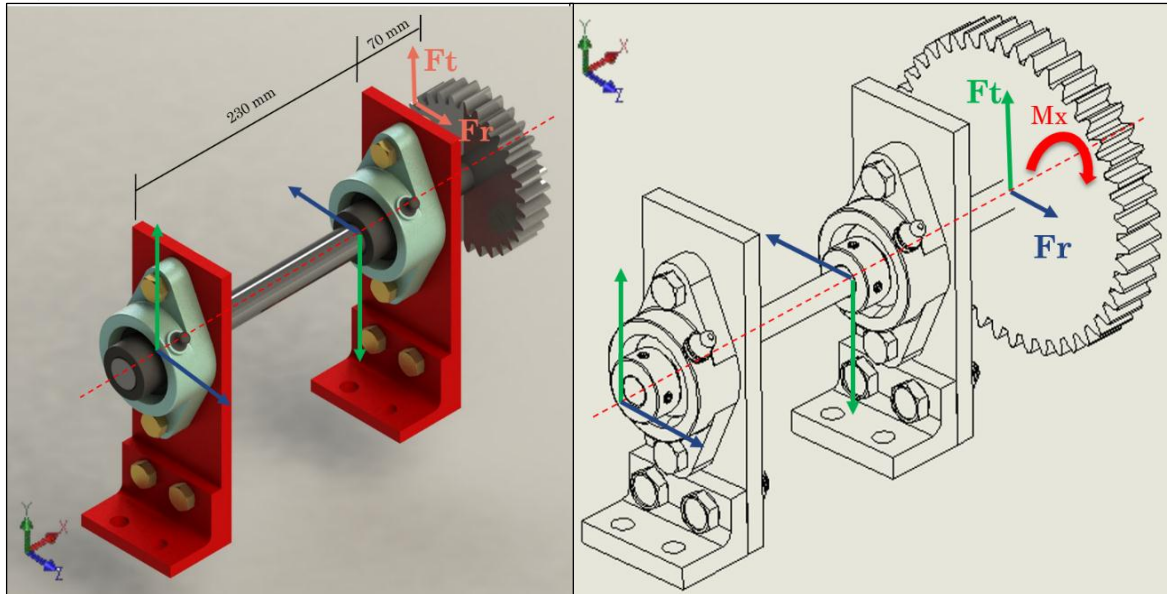
$$F_{\text{tg,eng}} = 344 \text{ [N]}$$

$$\text{Torque}_{\text{eje,2}} = 16 \text{ [Nm]}$$

⁴ Diseño de elementos de máquinas, V.M. Faires, pág. 350.

6.2.3.1 Análisis Estático Eje De Salida. La Figura 42 muestra las fuerzas sobre el eje de salida

Figura 42. Fuerzas que actúan sobre el eje de Salida.



Las fuerzas que actúan sobre el eje son las reacciones en los apoyos, las fuerzas del engranaje y un momento debido al desplazamiento de la fuerza tangencial hacia el eje.

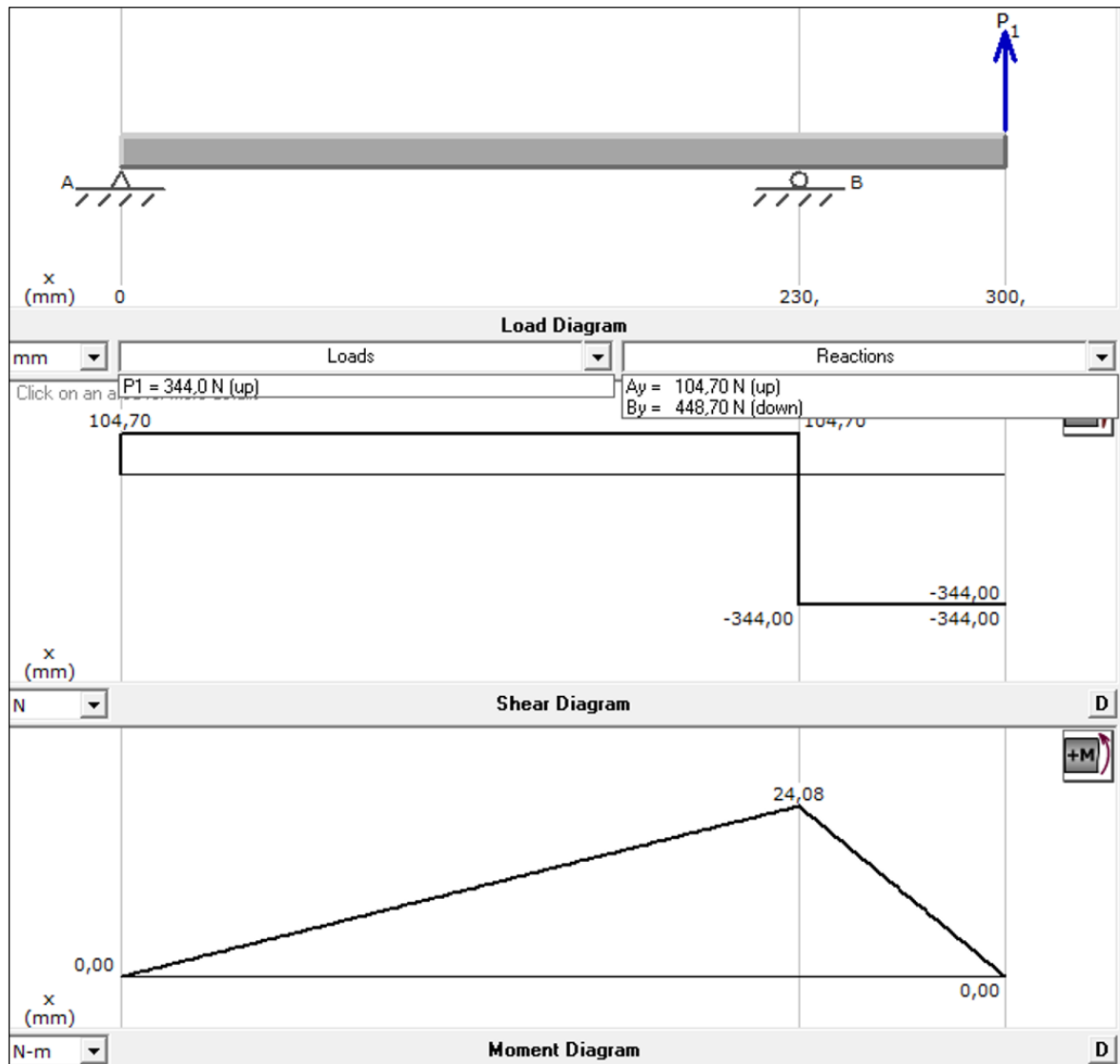
$$F_{rad,eng} = 125,2 \text{ [N]} \quad M_x = F_{tg;eng} \cdot \frac{D_{eng}}{2}$$

$$F_{tg,eng} = 344 \text{ [N]} \quad M_x = 16 \text{ [Nm]}$$

DIAGRAMAS DE MOMENTOS

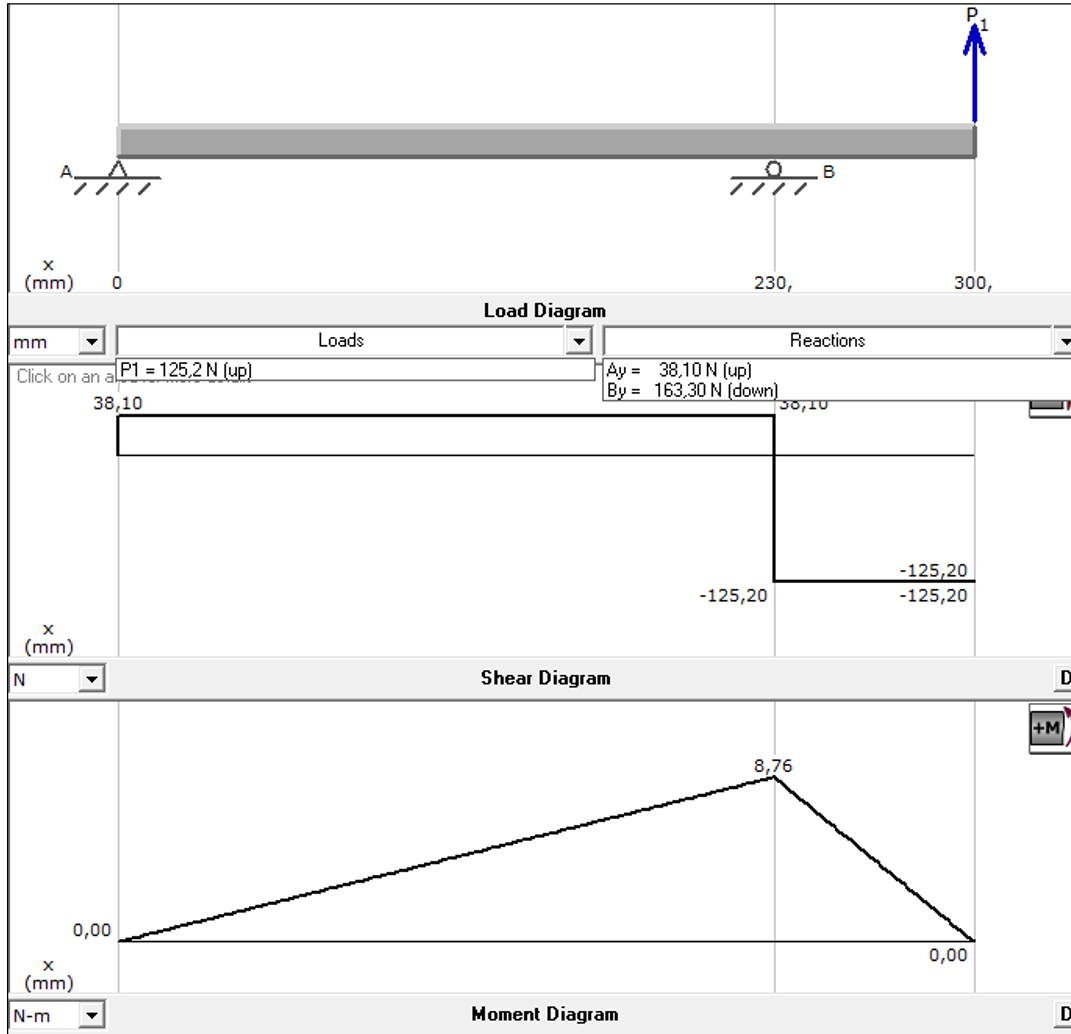
Con la ayuda del software de computador MD Solids se generan los diferentes diagramas de momento para los planos XY (ver Figura 43) y XZ (ver Figura 44)

Figura 43. Plano XY diagrama de cortante y momentos.



El mayor momento se obtiene a 230 mm en la posición del apoyo B y su magnitud corresponde a: $M_{BXY} = 24.08 \text{ [Nm]}$

Figura 44. Plano XZ diagrama de cortante y momentos.



El mayor momento se obtiene a 230 mm en la posición del apoyo B y su magnitud corresponde a: $M_{Bxz} = 8,76 \text{ [Nm]}$

Con estos valores de momentos obtenidos del programa MD Solids se calcula el momento resultante, cuyo valor crítico se encuentra en el apoyo B

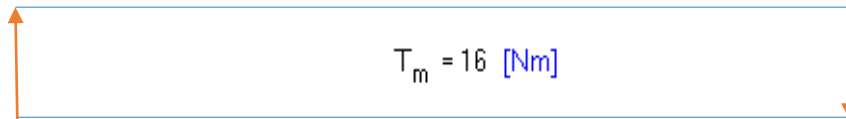
$$M_{Bxy} = 24,08 \text{ [Nm]}$$

$$M_{Bxz} = 8,76 \text{ [Nm]}$$

$$M_{B\text{Resultante}} = \sqrt{M_{Bxy}^2 + M_{Bxz}^2}$$

El Diagrama de torques es mostrado en la Figura 45, el torque que entra es igual al torque que sale

Figura 45. Diagrama de torques.



6.2.3.2 Calculo Del Diámetro Eje De Salida.

Para obtener el diámetro mínimo del eje se utiliza la ecuación de Soderberg

$$d_{\text{Soderberg}} = \left[32 \cdot \frac{\text{Factor}_{\text{seguEje}}}{\pi} \cdot \left(\left[K_f \cdot \frac{M_{\text{BResultante}}}{S_e} \right]^2 + \left[\frac{T_m}{2 \cdot S_{ys}} \right]^2 \right)^{(1/2)} \right]^{(1/3)}$$

El cálculo de los factores que se requieren para dar solución a la ecuación de Soderberg, es similar al procedimiento realizado para el cálculo del eje de entrada, en la Tabla 1 se muestran estos factores.

Tabla 1. Factores para ecuación de Soderberg

NOMBRE FACTOR	FACTOR	VALOR NUMÉRICO	NOMBRE FACTOR	FACTOR	VALOR NUMÉRICO
Factor seguridad	F _s	1.3	Acabado sup.	K _s	0.78
Resistencia a la cedencia	S _{ys}	2.065E+08 Pa	Tamaño	K _d	0.9187
Carga	K _L	1	Límite de fatiga	S _e	1.91E+08 Pa
Temperatura	K _T	1	Concentración esfuerzos	K _f	1.56
Misceláneo	K _m	1	Momento resultante	M _B	25.62 Nm
Confiabilidad	K _c	0.814	Torque Medio	T _m	16 Nm

Teniendo todos los factores se utiliza la ecuación de Soderberg del máximo esfuerzo cortante y se obtiene un diámetro de:

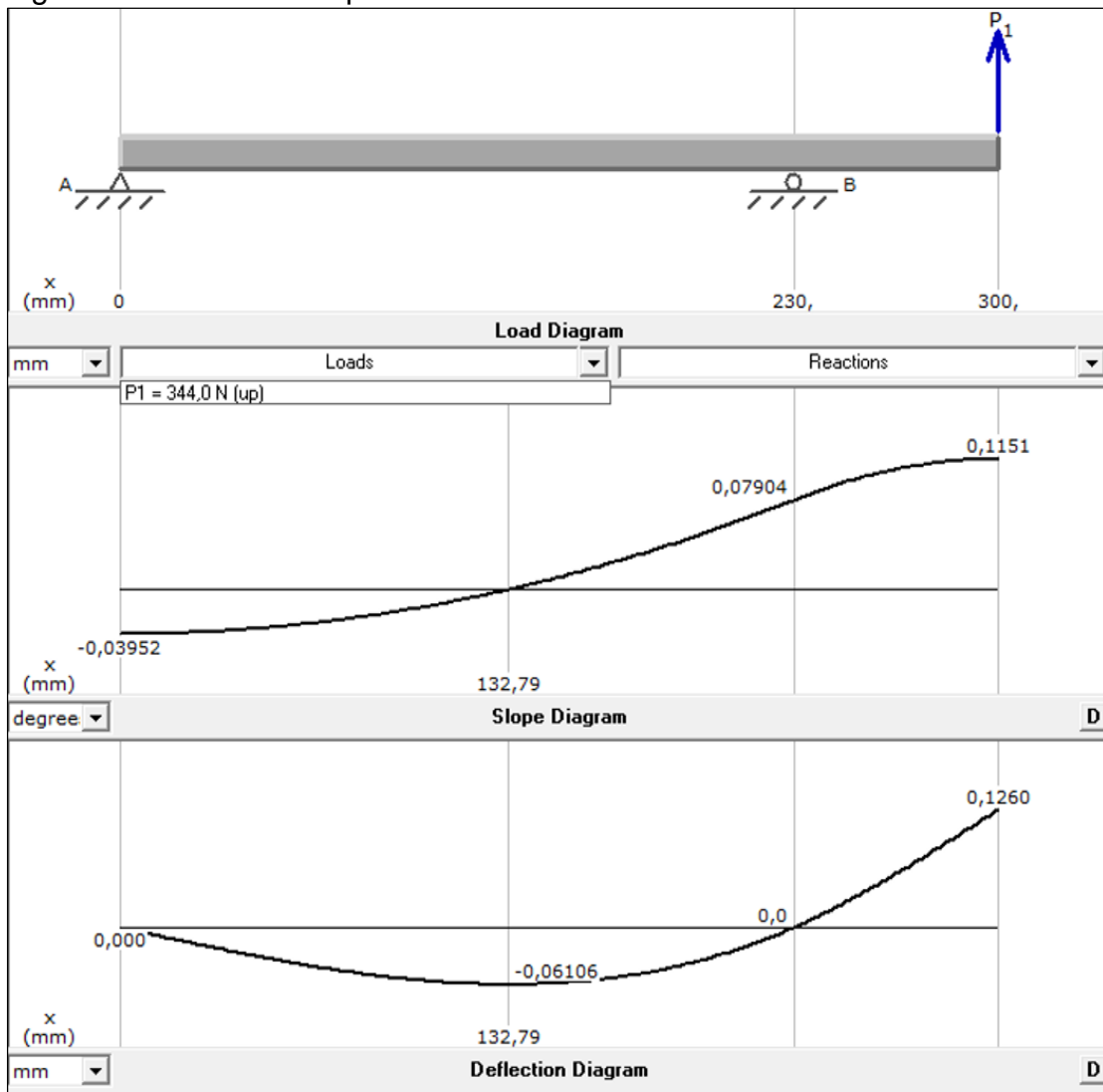
$$d_{\text{Soderberg}} = 0,01412 \text{ [m]} \approx d_{\text{eje,in}} = 0,5561 \text{ [in]}$$

Se toma entonces un diámetro mayor para tener una medida estándar que corresponde a $\frac{3}{4} = 0.75 \text{ in} = 19.05 \text{ mm}$

6.2.3.3 Análisis Deformación Eje De Salida.

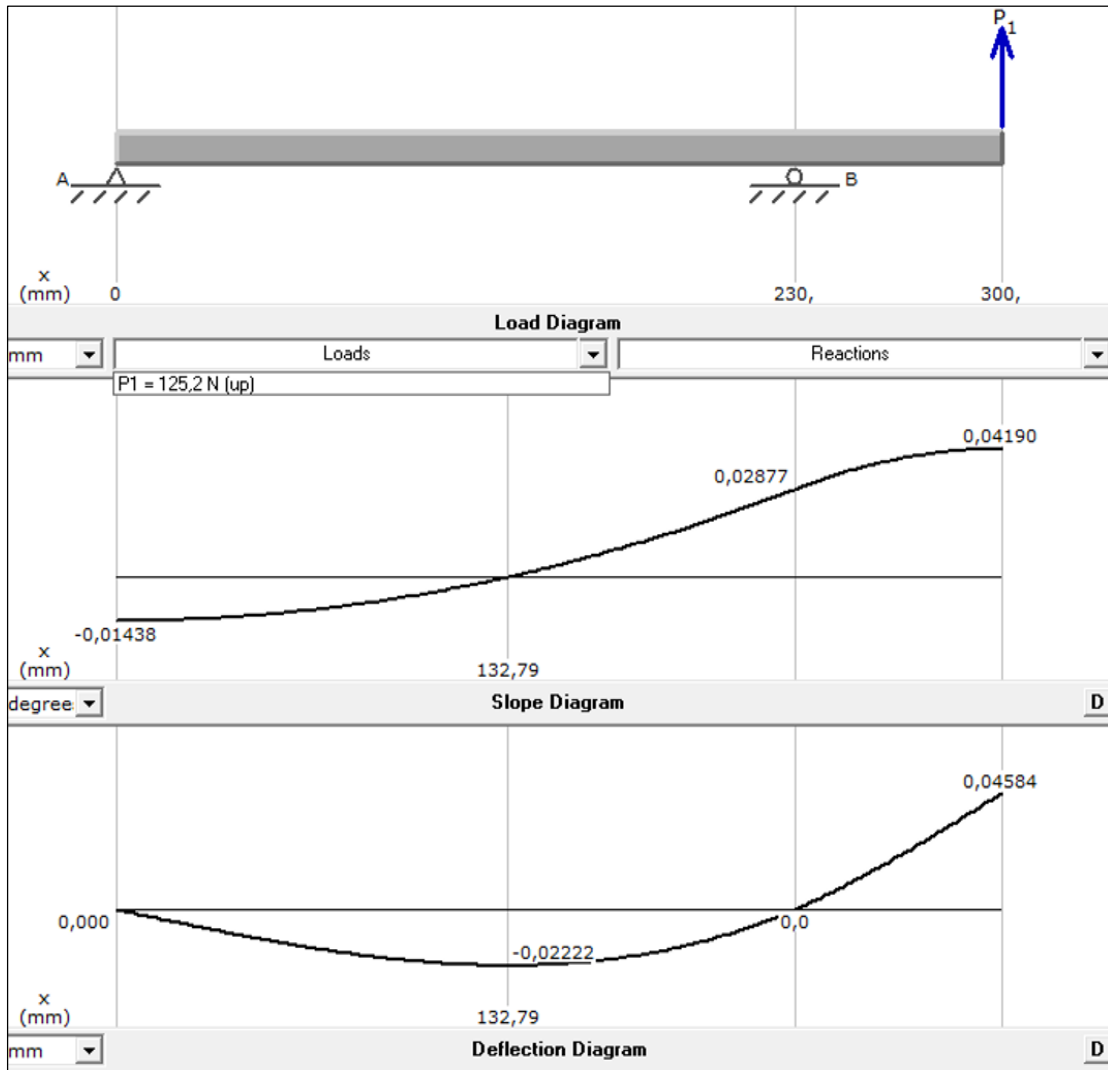
Comprobando datos por deformación del eje con la ayuda del programa MD Solids y la curva elástica, se muestran los resultados en la Figura 46 y Figura 47.

Figura 46. Deformación plano XY.



La magnitud de la deformación en 132,79 mm es $\text{deformacion_1XY}=0,06106$ mm y la magnitud de la deformación en 300 mm es $\text{deformacion_2XY}=0,1260$ mm

Figura 47. Deformación plano XZ.



La magnitud de la deformación en 132,79 mm es $\text{deformación_1XZ}= 0,02222$ mm y la magnitud de la deformación en 300 mm es $\text{deformación_2XZ}= 0,04584$ mm

Entonces la deformación total en el punto 1 es:

$$\text{deformacion}_{1XY} = 0,06106 \text{ [mm]}$$

$$\text{deformacion}_{1XZ} = 0,02222 \text{ [mm]}$$

$$\text{deformacion}_1 = \sqrt{\text{deformacion}_{1XY}^2 + \text{deformacion}_{1XZ}^2}$$

$$\text{deformacion}_1 = 0,06498 \text{ [mm]}$$

La deformación total en el punto 2 es:

$$\text{deformacion}_{2XY} = 0,126 \text{ [mm]}$$

$$\text{deformacion}_{2XZ} = 0,04584 \text{ [mm]}$$

$$\text{deformacion}_2 = \sqrt{\text{deformacion}_{2XY}^2 + \text{deformacion}_{2XZ}^2}$$

$$\text{deformacion}_2 = 0,1341 \text{ [mm]}$$

Se toma la mayor deformación para el eje, que en este caso es la deformación 2

6.2.3.4 Cálculo De La Velocidad Crítica Eje De Salida.

Ya que la mayor deformación en el eje 2 es similar a la deformación encontrada en el eje 1, el cálculo de la velocidad crítica se repite con los mismos datos, obteniendo así una velocidad de 2583 Rpm, valor que se encuentra 1,4 veces por encima de la velocidad de diseño de 1800 rpm, por lo cual no habrá resonancia ya que esta velocidad no se va a alcanzar en operación.

6.2.3.5 Análisis Por Flexión Eje De Salida.

La deformación máxima por norma según el autor Faires⁵, recomienda “*la pendiente relativa de los ejes está limitada a 0,0005 [cm/cm]*”

⁵ Diseño de elementos de máquinas, V.M. Faires, pág. 352.

$$\text{deformacion}_{\text{maxEje}} = \text{deformacion}_2$$

$$\text{Longitud}_{\text{Eje}} = 30 \text{ [cm]}$$

$$\text{deformacion}_{\text{maxNorma}} = \text{Longitud}_{\text{Eje}} \cdot 0,0005$$

$$\text{deformacion}_{\text{maxNorma}} = 0,015 \text{ [cm]}$$

Entonces para que el eje aguante la deformación y se encuentre dentro de la norma, se debe cumplir con lo siguiente:

$$\text{def}_{\text{maxEje}} \leq \text{def}_{\text{maxNorma}}$$

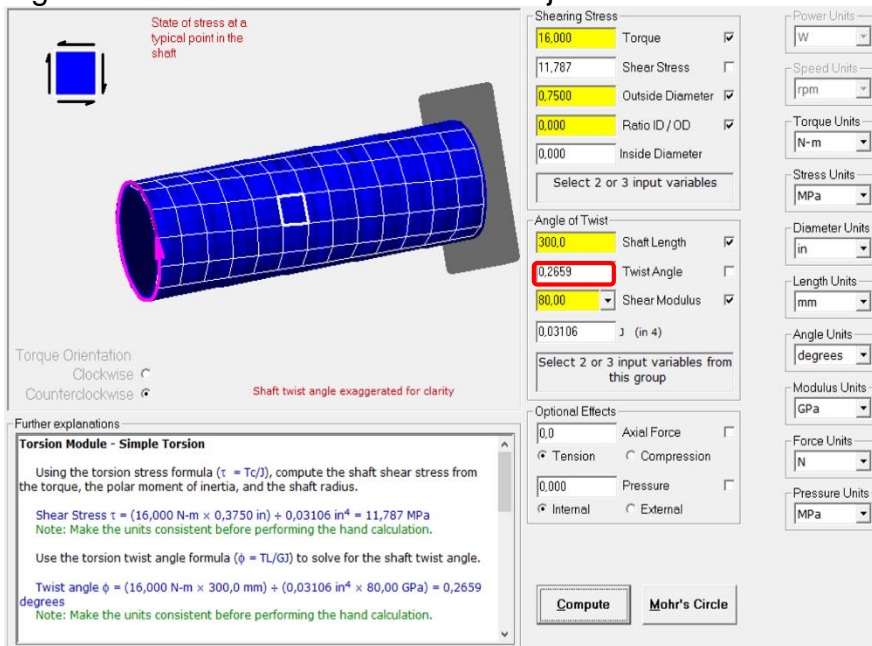
$$\text{deformacion}_{\text{maxEje}} = 0,01341 \text{ [cm]} \leq \text{deformacion}_{\text{maxNorma}} = 0,015 \text{ [cm]}$$

Lo que indica que con ese diámetro el eje aguanta por flexión.

6.2.3.6 Análisis Por Torsión Eje De Salida.

Comprobando datos por torsión del eje con la ayuda del programa MD Solids se obtienen los resultados mostrados en la Figura 48:

Figura 48. Deformación torsional del eje.



Fuente: Md Solids.

Entonces la máxima deformación torsional del eje es:

$$\text{deformacion}_{\text{maxEje}} = 0,2659$$

La deformación torsional por norma según el autor Faires⁶ “3,2° por metro de longitud del eje”

Calculando la deformación torsional por norma se tiene:

$$\text{Longitud}_{\text{Ejemetros}} = 0,3 \text{ [m]}$$

$$\text{deformacion}_{\text{torsionalNorma}} = \text{Longitud}_{\text{Ejemetros}} \cdot 3,2$$

$$\text{deformacion}_{\text{torsionalNorma}} = 0,96$$

$$\boxed{\text{def}_{\text{maxEje}} \leq \text{def}_{\text{maxNorma}}}$$

$$\text{deformacion}_{\text{maxEje}} = 0,2659 \leq \text{deformacion}_{\text{torsionalNorma}} = 0,96$$

Por lo tanto el eje cumple con la norma por torsión y flexión obteniendo así el diámetro final de 0.75 in = 1,905 cm.

6.3 SELECCIÓN DE APOYOS.

El diseño del banco de pruebas de vibraciones mecánicas para la detección de fallas en engranajes rectos, requiere el uso de apoyos para soportar los ejes que transmiten el movimiento y sostienen los engranajes. En el mercado los fabricantes ofrecen diferentes tipos de apoyos de acuerdo a la aplicación para los cuales vayan a ser utilizados y a las cargas que estos van a soportar.

Para este caso en particular se tomó la decisión de emplear chumaceras tipo brida ovaladas (ver Figura 49), que es una combinación de un rodamiento radial de bolas, sello y un alojamiento de hierro colado de alto grado o de acero prensado, la

⁶ Diseño de elementos de máquinas, V.M. Faires, pág. 350.

superficie exterior del rodamiento y la superficie interior del alojamiento son esféricas para que la unidad sea autoalineable. Dentro de sus principales características de diseño y ventajas están: libre de mantenimiento, relubricable, alta capacidad de carga nominal del rodamiento y su fácil instalación de montaje y reemplazo (sujeción con solo dos pernos).

Figura 49. Chumacera tipo brida ovalada NTN.



Fuente: www.ntnamericas.com

Para la selección de los apoyos se hizo en base al procedimiento propuesto por el fabricante NTN en su catálogo de chumaceras N° 2400-IX/S, ya que estos apoyos son de fácil adquisición en el comercio de la ciudad (Bucaramanga).

El primer criterio que se empleó para comenzar con la selección de estos elementos fue encontrar el apoyo más crítico del banco de pruebas de vibraciones mecánicas para la detección de fallas en engranajes rectos, esto quiere decir el que soporta mayores cargas; con ello lo que se logra es poder hacer una única selección y establecer la totalidad de los apoyos iguales, con esto garantizamos uniformidad en el diseño y un fácil recambio o mantenimiento de ser necesario posteriormente.

Según el cálculo realizado en el diseño de los ejes, los apoyos que se encuentran más cerca de los engranajes en cada eje respectivamente, presentan criticidad debido a que las cargas que soportan son las más altas del sistema. Estas cargas son inducidas por la fuerza tangencial $F_t = 344 \text{ [N]}$ y la fuerza radial $F_r = 125,2 \text{ [N]}$ que generan la interacción de los engranajes como se muestra en la Figura 50 y 51.

Figura 50. Diagrama de cargas para el eje motriz (Plano XY).

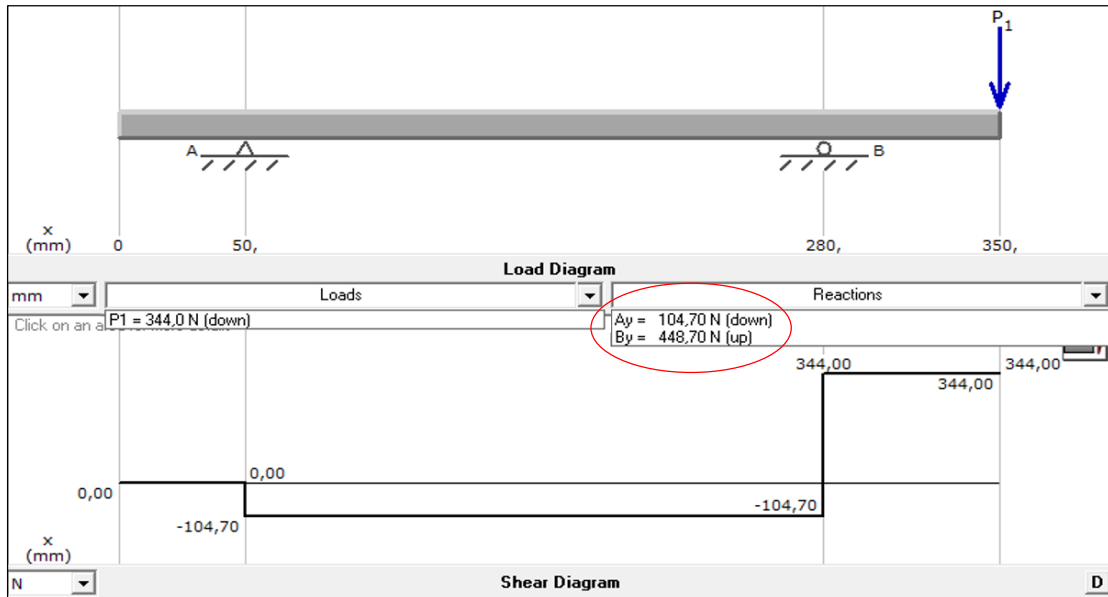
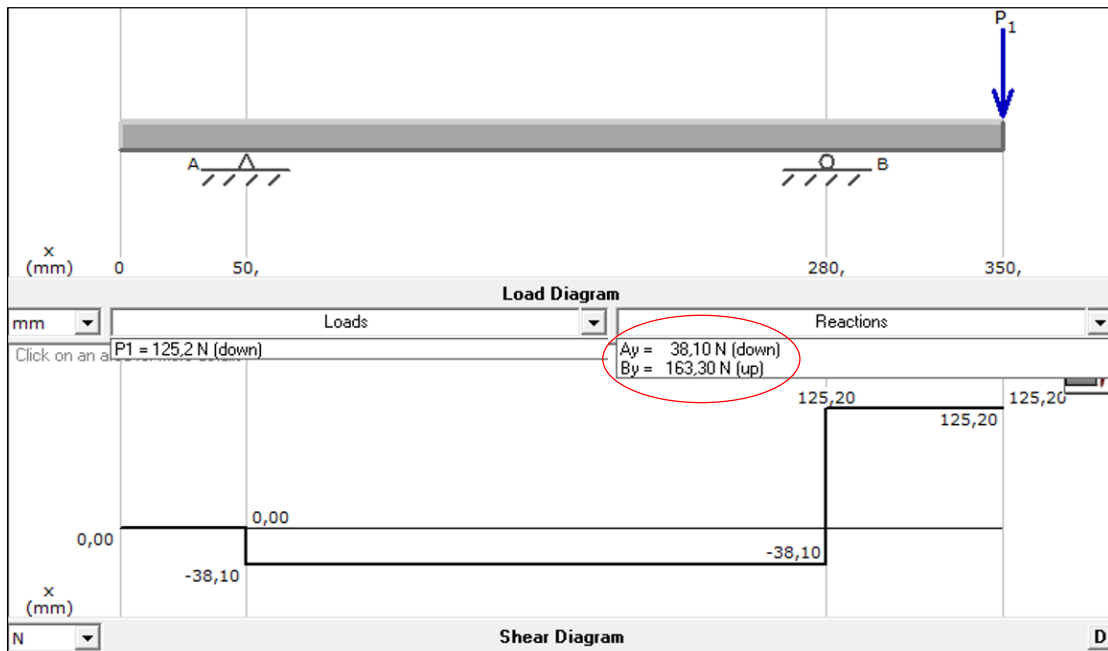


Figura 51. Diagrama de cargas para el eje motriz (Plano XZ).



Para los dos eje el apoyo “B” soporta fuerzas radiales iguales a $B_y = 448,7$ [N] y $B_z = 163,3$ [N] las cuales generan una resultante efectiva radial $B = 477,5$ [N], por lo cual se debe seleccionar una chumacera que soporte una carga mayor a esta y que cumpla con el diámetro especificado de diseño para el eje, es decir $Deje = \frac{3}{4}$ [in].

❖ Proceso de selección de la chumacera

▪ Datos o requerimientos: $Deje = \frac{3}{4}$ [in]; fuerza radial= $B = 477,5$ [N].

▪ **Paso 1:** verificar en el catálogo de chumaceras N° 2400-IX/S NTN la existencia del tipo de apoyo que se desea instalar. Indicando en la tabla 4.3 el alojamiento deseado y el tipo de rodamiento que se quiere implementar, para nuestro caso se mencionó anteriormente que el alojamiento sería tipo brida ovalada y para el rodamiento los seleccionaremos el más común (UC) como observamos en la Figura 52.








Figura 52. Chumaceras tipo brida.

Tipo de Alojamiento Material : Hierro Fundido		Cubierta	Tipo de Rodamiento					
			UC	REL RELFL	UK UKFL	AS AR	AEL JEL	CS
Tipo brida cuadrada		—	UCF	UELFL RELFL	UKF	ASF ARF	AELFL JELFL	—
		Acero	S(M)-UCF	—	S(M)-UKF	S(M)-ASF S(M)-ARF	—	—
Tipo brida cuadrada con borde para montaje		—	UCFS	UELFS	UKFS	—	—	—
		Hierro fundido	C(M)-UCFS	—	C(M)-UKFS	—	—	—
Tipo brida redonda con borde para montaje		—	UCFC	UELFC RELFC	UKFC	ASFC ARFC	AELFC JELFC	—
		Acero	S(M)-UCFC	—	S(M)-UKFC	S(M)-ASFC S(M)-ARFC	—	—
Tipo brida ovalada		—	UCFL	UELFL RELFL	UKFL	ASFL ARFL	AELFL JELFL	—
		Acero	S(M)-UCFL	—	S(M)-UKFL	S(M)-ASFL S(M)-ARFL	—	—
Tipo brida cuadrada		—	UCFU	UELFL RELFL	UKFU	ASFL ARFL	AELFL JELFL	—
		Hierro fundido	C(M)-UCFL	—	C(M)-UKFL	C(M)-ASFL C(M)-ARFL	—	—

Fuente: catálogo de chumaceras N° 2400-IX/S NTN (Pg. 12).

- **Paso 2:** Se busca la sección o página correspondiente al tipo de alojamiento y rodamiento que se desea instalar (ver Figura 53).

Figura 53. Ubicación de los elementos.

Alojamiento		Página		Página		Página		Página		Página		Página		
Rodamiento		UC2 F-UC2	400 416	UCP2 UCPL2 UCPG2 F-UCPM2 F-UCPR2 UCIP2 UCIPG2 UCPE2	56 72 76 80 82 84 90 102	UCHP2	92		UCF2	112	UCFC2	142	UCFL2 UCFLG2 F-UCFM2 F-UCFLR2 UCFE2	156 170 174 176 190

Fuente: catálogo de chumaceras N° 2400-IX/S NTN.

- **Paso 3:** Ubicar en la página correspondiente del alojamiento seleccionado (pg. 156) el diámetro requerido por el eje (Deje = $\frac{3}{4}$ [in]) para poder hacer la selección. para nuestro caso el número de la chumacera es **UCFL204-012D1** (ver Figura 54 y Figura 55).

Figura 54. Chumaceras tipo brida ovalada (1).

Diámetro del eje mm pulg.	Número de la chumacera ¹⁾	Dimensiones nominales										Tamaño del perno mm pulg.	Número del rodamiento
		mm					pulg.						
		H	J	A ₂	A ₁	A	N	L	A ₀	B	S		
12 $\frac{1}{2}$	UCFL201D1 UCFL201-008D1	113 $4\frac{7}{16}$	90 $3\frac{35}{64}$	15 $\frac{19}{32}$	11 $\frac{7}{16}$	25.5 1	12 $\frac{15}{32}$	60 $2\frac{3}{8}$	33.3 $1\frac{5}{16}$	31 1.2205	12.7 0.500	M10 $\frac{3}{8}$	UC201D1 UC201-008D1
15 $\frac{9}{16}$ $\frac{5}{8}$	UCFL202D1 UCFL202-009D1 UCFL202-010D1	113 $4\frac{7}{16}$	90 $3\frac{35}{64}$	15 $\frac{19}{32}$	11 $\frac{7}{16}$	25.5 1	12 $\frac{15}{32}$	60 $2\frac{3}{8}$	33.3 $1\frac{5}{16}$	31 1.2205	12.7 0.500	M10 $\frac{3}{8}$	UC202D1 UC202-009D1 UC202-010D1
17 $\frac{11}{16}$	UCFL203D1 UCFL203-011D1	113 $4\frac{7}{16}$	90 $3\frac{35}{64}$	15 $\frac{19}{32}$	11 $\frac{7}{16}$	25.5 1	12 $\frac{15}{32}$	60 $2\frac{3}{8}$	33.3 $1\frac{5}{16}$	31 1.2205	12.7 0.500	M10 $\frac{3}{8}$	UC203D1 UC203-011D1
20 $\frac{3}{4}$	UCFL204D1 UCFL204-012D1	113 $4\frac{7}{16}$	90 $3\frac{35}{64}$	15 $\frac{19}{32}$	11 $\frac{7}{16}$	25.5 1	12 $\frac{15}{32}$	60 $2\frac{3}{8}$	33.3 $1\frac{5}{16}$	31 1.2205	12.7 0.500	M10 $\frac{3}{8}$	UC204D1 UC204-012D1
25	UCFL205D1	130	99	16	13	27	16	68	35.8	34.1	14.3	M14	UC205D1

Fuente: catálogo de chumaceras N° 2400-IX/S NTN (pg. 156).

Figura 55. Chumaceras tipo brida ovalada (2).

Número del alojamiento	Número de la chumacera Tipo con guardapolvo de acero prensado	Número de la chumacera Tipo con guardapolvo de acero fundido	Dimensiones nominales					Peso de la chumacera		
			t máx.	mm		pulg.		kg		lb
				A ₄	A ₅	L ₁	L ₂	UCFL	S(SM)	C(CM)
FL204D1	S(SM)-UCFL201D1	C(CM)-UCFL201D1	2	40.5	46	67	30	0.5	0.5	0.6
FL204D1	S(SM)-UCFL201-008D1	C(CM)-UCFL201-008D1	$\frac{5}{64}$	$1\frac{19}{32}$	$1\frac{13}{16}$	$2\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{16}$	1.1	1.1	1.3
FL204D1	S(SM)-UCFL202D1	C(CM)-UCFL202D1	2	40.5	46	67	30	0.5	0.5	0.6
FL204D1	S(SM)-UCFL202-009D1	C(CM)-UCFL202-009D1	$\frac{5}{64}$	$1\frac{19}{32}$	$1\frac{13}{16}$	$2\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{16}$	1.1	1.1	1.3
FL204D1	S(SM)-UCFL202-010D1	C(CM)-UCFL202-009D1	$\frac{5}{64}$	$1\frac{19}{32}$	$1\frac{13}{16}$	$2\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{16}$	1.1	1.1	1.3
FL204D1	S(SM)-UCFL203D1	C(CM)-UCFL203D1	2	40.5	46	67	30	0.5	0.5	0.6
FL204D1	S(SM)-UCFL203-011D1	C(CM)-UCFL203-011D1	$\frac{5}{64}$	$1\frac{19}{32}$	$1\frac{13}{32}$	$2\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{16}$	1.1	1.1	1.3
FL204D1	S(SM)-UCFL204D1	C(CM)-UCFL204D1	2	40.5	46	67	30	0.4	0.4	0.6
FL204D1	S(SM)-UCFL204-012D1	C(CM)-UCFL204-012D1	$\frac{5}{64}$	$1\frac{19}{32}$	$1\frac{13}{16}$	$2\frac{5}{8}$	$1\frac{3}{16}$	0.9	0.9	1.3

Fuente: catálogo de chumaceras N° 2400-IX/S NTN (pg. 157).

▪ **Paso 4:** Ubicar en la página del tipo rodamiento seleccionado (UC2 pg. 400) (ver Figura 56 y Figura 57) el número de este correspondiente al alojamiento seleccionado en el paso anterior (**UCFL204-012D1**) para el diámetro requerido por el eje (Deje = $\frac{3}{4}$ [in]). Para nuestro caso el número del rodamiento es (**UC204-012D1**).

Figura 56. Rodamientos de bolas para chumacera tipo brida ovalada (1).

Diámetro del eje	Número del rodamiento	Dimensiones nominales										
		d	D	B	C	mm		pulg.		ds	d ₄	F
						r _s min.	S	S ₁	G			
12	UC201D1	12	47	31	17	0.6	12.7	18.3	4.5	M5 X 0.8	29.6	4.7
$\frac{1}{2}$	UC201-008D1	0.5000	1.8504	1.2205	0.6693	0.024	0.500	0.720	0.177	No.10-32UNF	1.1654	0.185
15	UC202D1	15	47	31	17	0.6	12.7	18.3	4.5	M5 X 0.8	29.6	4.7
$\frac{9}{16}$	UC202-009D1	0.5625	1.8504	1.2205	0.6693	0.024	0.500	0.720	0.177	No.10-32UNF	1.1654	0.185
$\frac{5}{8}$	UC202-010D1	0.6250										
17	UC203D1	17	47	31	17	0.6	12.7	18.3	4.5	M5 X 0.8	29.6	4.7
$1\frac{1}{16}$	UC203-011D1	0.6875	1.8504	1.2205	0.6693	0.024	0.500	0.720	0.177	No.10-32UNF	1.1654	0.185
20	UC204D1	20	47	31	17	1	12.7	18.3	4.5	M5 X 0.8	29.6	4.7
$\frac{3}{4}$	UC204-012D1	0.7500	1.8504	1.2205	0.6693	0.039	0.500	0.720	0.177	No.10-32UNF	1.1654	0.185

Fuente: catálogo de chumaceras N° 2400-IX/S NTN (pg. 400).

Figura 57. Rodamientos de bolas para chumacera tipo brida ovalada (2).

Capacidad básica de carga		Factor ¹⁾ f_0	Peso	
N dinámica C_r	lbf estática C_{or}		kg	lb
12 800	6 650	13.2	0.21	
2 890	1 500		0.46	
12 800	6 650	13.2	0.20	
2 890	1 500		0.44	0.42
12 800	6 650	13.2	0.18	
2 890	1 500		0.39	
12 800	6 650	13.2	0.17	
2 890	1 500		0.39	

Fuente: catálogo de chumaceras N° 2400-IX/S NTN (pg. 401).

▪ **Paso 5:** Verificar que la cargas que soporta el rodamiento seleccionado sean menores a las que el sistema va a funcionar. Para nuestro caso el número del rodamiento escogido (**UC204-012D1**) tiene una capacidad básica de carga dinámica $C_r = 12800$ [N] y estática $C_{or} = 6650$ [N].

Capacidad básica de carga dinámica

Datos del sistema: $n = 1800$ [RPM]; carga radial $B=477,5$ [N].

$$C_r = P_r * \frac{f_h}{f_n}$$

Dónde: C_r es la Capacidad básica de carga dinámica [N, lb]; P_r es la Carga dinámica equivalente [N, lb]; f_h es el factor de vida; f_n es el factor de velocidad.

$$P_r = \text{fuerza radial} * X$$

Dónde: X es el factor del catálogo para rodamiento de bolas ($X=1$)

$$P_r = B * X = 477,5[N] * 1 = 477,5 [N]$$

Los valores de los factores de vida y de velocidad respectivamente se calculan a partir de las siguientes formulas o con ayuda de la figura escala para el cálculo de la vida nominal básica.

$$f_h = \left(\frac{L_{10h}}{500}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Dónde: L10h es la vida nominal básica en horas

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}}$$

Dónde: n es la velocidad rotacional en RPM.

▪ Para el cálculo de la vida nominal básica en horas el catálogo de chumaceras N° 2400-IX/S NTN proporciona una tabla con la cual se puede estimar la duración, teniendo en cuenta dentro de cual clasificación del servicio y cual aplicación de la maquinaria se encuentra entablado el sistema funcional (ver Figura 58).

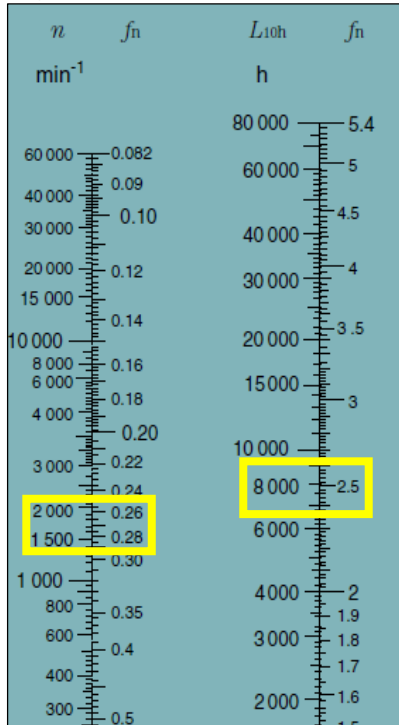
Figura 58. Duración de la vida según la aplicación.

Clasificación del servicio	Aplicación de la maquinaria	Duración L_n
Maquinaria utilizada ocasionalmente	Mecanismos de las puertas, Cierre de garaje	500
Equipos utilizados en períodos cortos o intermitentes con interrupciones permitidas	Electrodomésticos, Herramientas eléctricas manuales, Maquinaria agrícola, Teclés en tiendas	4 000 ~ 8 000
Intermitente pero con requerimientos de alta confiabilidad	Equipo auxiliar de centrales eléctricas, Elevadores, Bandas transportadoras, Puentes grúa	8 000 ~ 14 000
Maquinaria utilizada 8 horas al día, pero no siempre a su máxima capacidad	Ejes de vagones minas, Unidades de la caja de engranaje importantes	14 000 ~ 20 000
Maquinaria utilizada 8 horas a máxima capacidad	Sopladores, Máquinas de uso general en talleres, Grúas de operación continua	20 000 ~ 30 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua	Compresores, Bombas	50 000 ~ 60 000
Maquinaria utilizada 24 horas al día de manera continua con máxima seguridad	Equipos de Centrales eléctricas, Suministro de agua en áreas urbanas, Ventiladores en minas	100 000 ~ 200 000

Fuente: catálogo de chumaceras N° 2400-IX/S NTN (pg. 25).

Según la tabla proporcionada por el fabricante NTN la duración estimada se encuentra alrededor de las 4000 y 8000 horas de servicio, para el diseño se toma el valor máximo de las horas de vida, es decir $L_{10h}=8000$ [horas] con ello se calcula el factor de vida f_h ya sea empleando la formula o la Figura 59.

Figura 59. Escala para el cálculo de la vida nominal básica.



Fuente: catálogo de chumaceras N° 2400-IX/S NTN (pg. 25).

Los valores de los factores de vida y velocidad son:

$$f_h = \left(\frac{L_{10h}}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{8000}{500}\right)^{\frac{1}{3}} = 2,52$$

$$f_n = \left(\frac{33.3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} = \left(\frac{33.3}{1800}\right)^{\frac{1}{3}} = 0,264$$

Por consiguiente el valor de la capacidad básica de carga dinámica es:

$$C_r = P_r * \frac{f_h}{f_n} = 477,5 [N] * \frac{2,52}{0,264} = 4558 [N]$$

- Como el rodamiento escogido (**UC204-012D1**) tiene una capacidad básica de carga dinámica $C_r = 12800 [N]$ y ésta es muy superior a la cual trabajará el sistema ($C_r = 4558 [N]$), no se presentaran fallas producidas por cargas dinámicas. En

cuanto a la carga estática el rodamiento proporciona una carga máxima igual a $C_{or} = 6650$ [N] y el sistema se encontrará bajo una carga bastante inferior ($C_{or} = 477,5$ [N]) por lo cual tampoco se presentaran fallas por carga estática.

▪ Por lo mencionado anteriormente, los apoyos que se implementaran en el banco de ensayo de fallas en engranajes rectos son UCFL204-012D1.

6.4 SELECCIÓN DEL ACOPLER.

En el diseño propuesto del banco de vibraciones mecánicas para pruebas de fallas en engranajes, se requiere transmitir el movimiento y la potencia del motor al eje primario, para ello se emplea un acople flexible de torsión de tipo mandíbula o araña (ver Figura 60). Dicho acople consta de dos manzanas de “mandíbulas” curvas que encajan con una “estrella” de poliuretano de por medio, esta geometría le permite transmitir con suavidad el torque, son de fácil montaje, proporcionan buena capacidad de absorción de vibraciones, no requieren lubricación, son resistentes a ambientes agresivos y son altamente confiables para transmitir potencia de todo tipo de motores eléctricos o de combustión interna y se aplican comúnmente en bombas, cajas reductoras de velocidad, compresores, ventiladores, mezcladores, transportadores etcétera. (Ver Figura 60)

Figura 60. Acople flexibles para ejes INTERFLEX.



Fuente: http://www.intermec.com.co/imagenes/acople_interflex.png

La selección del acople se hizo con base en el procedimiento recomendado por el fabricante INTERMEC en su catálogo de productos, sección “acoples para ejes interflex” ya que el producto puede ser adquirido fácilmente en cualquiera de los distribuidores autorizados ubicados en la ciudad (Bucaramanga) (ver Figura 61).

Figura 61. Distribuidores autorizados por INTERMEC.

Distribuidores Autorizados

La siguiente lista contiene los datos de contacto de nuestros distribuidores autorizados a nivel nacional. Ubique el más cercano a usted y solicite sus productos de transmisión de potencia INTERMEC a través de éste

Bogotá	
Barranquilla / Cartagena	
Bucaramanga	
Cadenas y Bandas LTDA	<p>Cra 15 # 23-79 (+577) 642 7899 cadenasybandas@gmail.com www.cadenasybandas.com</p>
Correas y Piñones	<p>Cra 15 # 23-53 (+577) 6701882 / 6338316 / 6704064 pycorventas@hotmail.com</p>
Tecnotransmisiones del Oriente LTDA	<p>Calle 34 # 26 - 48 (+577) 645 2374 / 645 2356 tecnoniente@yahoo.com www.tecnotransmisiones.com</p>
Cali	

Fuente: <http://www.intermec.com.co/distribuidores.php#>

❖ Procedimiento Para La Selección del acople.

➤ **Información requerida:** potencia del motor [HP], velocidad del motor [RPM], diámetros del eje motriz y conducido [mm, in], tipo de aplicación, tipo de motor, condiciones ambientales extremas a las que vaya a estar sometido el acople.

- Potencia del motor [HP] = 2 [HP]; velocidad del motor [RPM] = 1800 [RPM]

- $D_{motriz} = [mm] = [in]$; $D_{conducido} = 19,05 [mm] = \frac{3}{4} [in]$.

- Tipo de aplicación = operación uniforme carga liviana.

- Tipo de motor = eléctrico.

- Condiciones ambientales = corrosión, abrasión, temperatura 20 [°], polvo.

➤ **Paso 1:** Calcular el torque nominal (T_n) para la aplicación con la siguiente formula.

$$T_n [lb - in] = \frac{HP * 63025}{RPM}; \quad T_n [lb - in] = \frac{2[HP] * 63025}{1800 [RPM]} = \frac{2521}{36} = 70.03 [lb - in]$$

➤ **Paso 2:** Determinar el factor de servicio (F_s) apropiado para su aplicación consultando la Figura 62.

Figura 62. Tabla para factor de servicio.

TIPO DE TRABAJO O MÁQUINA	Motor Eléctrico		Motores de Combustión			
	Torque estándar	Alto Torque	4 o más cilindros	3 cilindros	2 cilindros	1 cilindro
Operación uniforme Ejemplo: Bombas hidráulicas y centrifugas, generadores livianos, ventiladores, sopladores, transportadores de banda o tornillo	1.0	1.25	1.5	1.7	2.0	2.7
Operación uniforme con fluctuación moderada Máquinas para el trabajo de la madera, molinos, maquinaria textil, mezcladores.	1.6	1.8	2.0	2.3	2.5	3.0
Operación fluctuante Hornos rotativos, máquinas litográficas y de impresión, generadores, bombas para líquidos viscosos.	1.8	1.9	2.2	2.5	2.7	3.1
Operación fluctuante con choques Mezcladoras de concreto, martinets, molinos para papel, bombas de compresión, bombas de propela, entorchadoras de cable, centrifugas.	1.8	2.0	2.5	2.7	3.0	3.4
Operación muy fluctuante con choques Excavadoras, molinos de bolas, bombas de pistón, prensas de forja y estampado.	2.1	2.3	2.7	3.0	3.4	3.8
Trabajo pesado, muy fluctuante con choques fuertes Compresores y bombas de pistón, movimiento de rodillos pesados, estrusoras de ladrillo, prensas de mandíbula para moler piedra.	2.5	3.1	3.3	3.6	4.0	4.5

Fuente: catalogo INTERMEC.

A partir de la tabla podemos decir que el factor de servicio para el sistema es $F_s=1$.

➤ **Paso 3:** Calcular el torque de diseño (T_d) requerido, multiplicando el torque nominal obtenido en el punto 1 por el factor de servicio encontrado en el punto anterior.

$$T_d = T_n * F_s; \quad T_d = 70.03 [lb - in] * 1 = 70.03$$

➤ **Paso 4:** Elegir en la Figura 63 el acople adecuado cuyos valores de torque nominal y torque de diseño sean superiores a los calculados anteriormente. Verifique en las columnas de hueco máximo de manzana escalonada y hueco máximo de manzana lisa que el acople seleccionado admita los eje a acoplar.

Figura 63. Tablas de acoples disponibles.

INTERFLEX® No.	Dimensiones mm				Torque nominal (Tn) in-lbs	Torque de diseño (Td) in-lbs	Hueco máximo manzana Escalonada	Hueco máximo manzana Lisa	RPM Máximas permisibles
	L	A	B	M					
GE14	34	30	30	23	66	133	-	16	19.000
GE19	64	40	30	39	89	177	19	24	14.000
GE24	76	55	40	46	310	620	24	32	10.600
GE28	88	65	50	56	841	1.682	28	38	8.500
GE38	111	78	66	66	1.682	3.363	38	45	7.100
GE42	123	94	75	73	2.345	4.691	42	55	6.000
GE48	137	104	85	81	2.744	5.487	48	60	5.600
GE55	156	118	98	92	3.319	6.638	55	70	4.750
GE65	180	134	115	115	3.761	7.523	65	75	4.250
GE75	205	160	135	120	8.629	17.257	75	90	3.550
GE90	240	200	160	140	21.240	42.480	90	100	2.800

Fuente: catalogo INTERMEC.

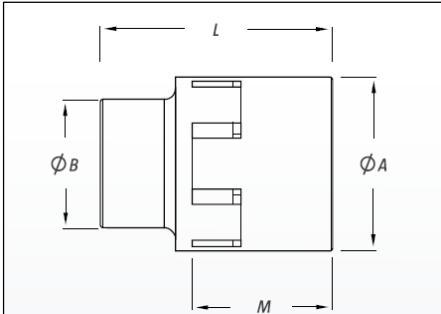
El acople seleccionado para la aplicación es el INTERFLEX N° GE19 ya que cumple con los valores diseño requeridos (torque nominal, torque de diseño, hueco máximo de manzana escalonada y hueco máximo de manzana lisa.)

➤ **Paso 5:** Confirme en la tabla de acoples que la aplicación no exceda las RPM máximas permisibles por el acople seleccionado.

Efectivamente el acople seleccionado (ref. GE19) está diseñado para un número superior al requerido en la aplicación.

❖ **Especificaciones del acople**, se muestran en la Figura 64

Figura 64. Dimensiones del acople.



Dimensión	Medida
L	64 [mm]
A	40 [mm]
B	30 [mm]
M	39 [mm]

Fuente: catalogo INTERMEC.

7. ANÁLISIS DE VIBRACIONES MECÁNICAS DEL BANCO DE PRUEBAS.

Para identificar las frecuencias naturales del banco, se realizan pruebas experimentales en los elementos principales de soporte, esto permite establecer las frecuencias para cada uno de los componentes, y así puedan ser tratadas con el fin de ver en el espectro solo las frecuencias de interés.

La finalidad de este procedimiento es encontrar la primera frecuencia natural del elemento en cuestión, para comprobar que sea mayor que la frecuencia de operación del sistema y así garantizar que no se presente el fenómeno de resonancia.

El procedimiento consiste en colocar el acelerómetro PCB 352C33 en el elemento de interés, luego darle un pequeño golpe a la pieza con el martillo PCB 086C03 para excitar la frecuencia natural; la señal del sensor y la magnitud de la fuerza son adquiridas utilizando el Chasis NI USB-9162 y el módulo NI USB-9234 de National Instruments mediante el software LabVIEW 2012 (ver Figura 65).

Figura 65. Elementos utilizados en la Prueba Experimental

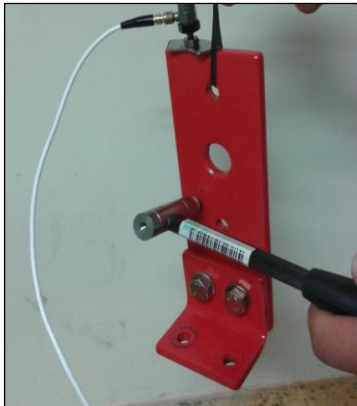


7.1 PRUEBAS EXPERIMENTALES DE FRECUENCIA.

7.1.1 Prueba Experimental De Frecuencias Del Soporte De La Chumacera.

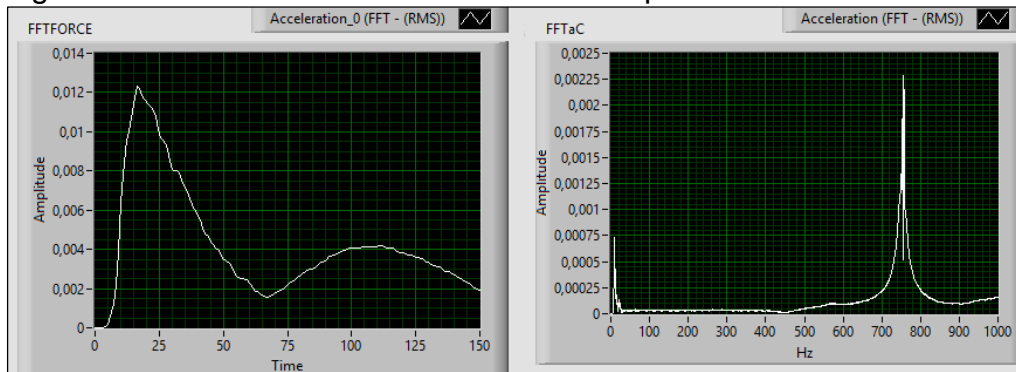
El soporte de la chumacera mostrado en la Figura 66 es suspendido en el aire con un elemento elástico para aislarlo como sistema y así ninguna frecuencia natural se oculte por oscilaciones de cuerpo rígido; se golpea la pieza y de esta manera se encuentra la frecuencia de interés:

Figura 66. Prueba de frecuencia natural Soporte de la Chumacera



Mediante el software LabVIEW 2012 y el sistema de adquisición de datos (Chasis NI USB-9162 y módulo NI USB-9234) se visualizan los resultados en la Figura 67:

Figura 67. Resultados Prueba Frecuencia Soporte Chumacera



Los resultados obtenidos muestran que la frecuencia natural se da en 750 Hz, frecuencia que se encuentra por encima de la frecuencia correspondiente a la velocidad de diseño 1800 Rpm = 30 Hz, por lo cual no se presentará el fenómeno de resonancia.

7.1.2 Prueba Experimental De La Base Del Motor.

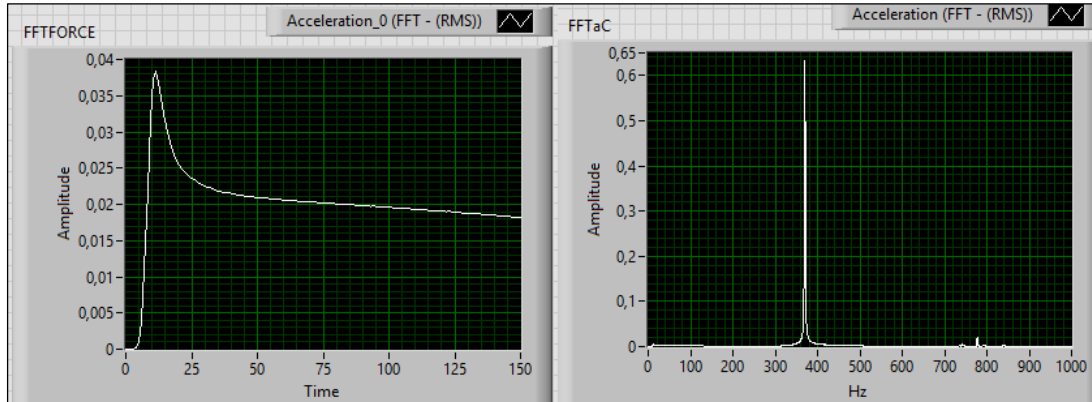
La Base del Motor mostrada en la Figura 68 se suspende en el aire con un elemento elástico para aislarlo como sistema, se golpea la pieza y de esta manera se encuentra la frecuencia de interés:

Figura 68. Prueba de frecuencia natural de la base del motor



Mediante el software LabVIEW 2012 y el sistema de adquisición de datos (Chasis NI USB-9162 y módulo NI USB-9234) se visualizan los resultados en la Figura 69:

Figura 69. Resultados Prueba Frecuencia Base Motor



Los resultados obtenidos muestran que la frecuencia natural se da en 350 Hz, frecuencia que se encuentra por encima de la frecuencia correspondiente a la velocidad de diseño 1800 Rpm = 30 Hz, por lo cual no se presentará el fenómeno de resonancia.

7.1.3 Prueba Experimental De La Caja De Engranajes.

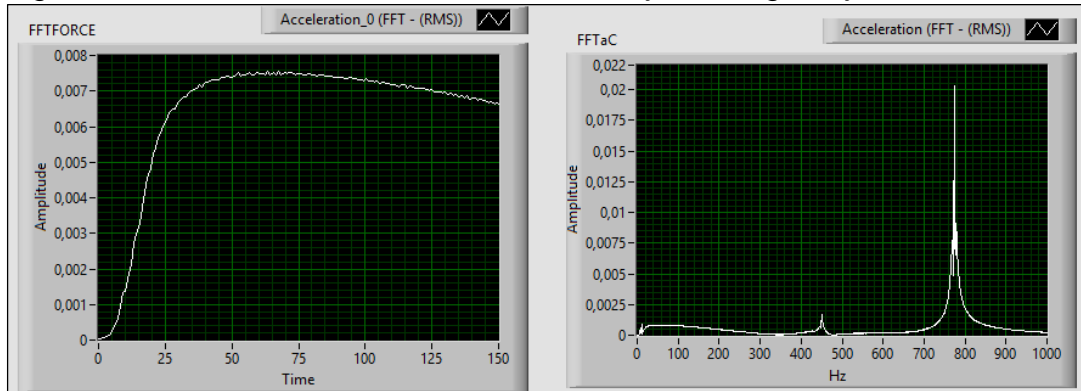
La Caja de Engranajes mostrada en la Figura 70 se suspende en el aire con un elemento elástico para aislarlo como sistema, se golpea la pieza y de esta manera se encuentra la frecuencia de interés:

Figura 70. Prueba de frecuencia natural Caja de Engranajes



Mediante el software LabVIEW 2012 y el sistema de adquisición de datos (Chasis NI USB-9162 y módulo NI USB-9234) se visualizan los resultados en la Figura 71:

Figura 71. Resultados Prueba Frecuencia Caja de Engranajes



Los resultados obtenidos muestran que la frecuencia natural se da en 450 Hz y 800 Hz, frecuencias que se encuentran por encima de la frecuencia correspondiente a la velocidad de diseño 1800 Rpm = 30 Hz, por lo cual no se presentará el fenómeno de resonancia.

7.1.4 Prueba Experimental Del Engranaje.

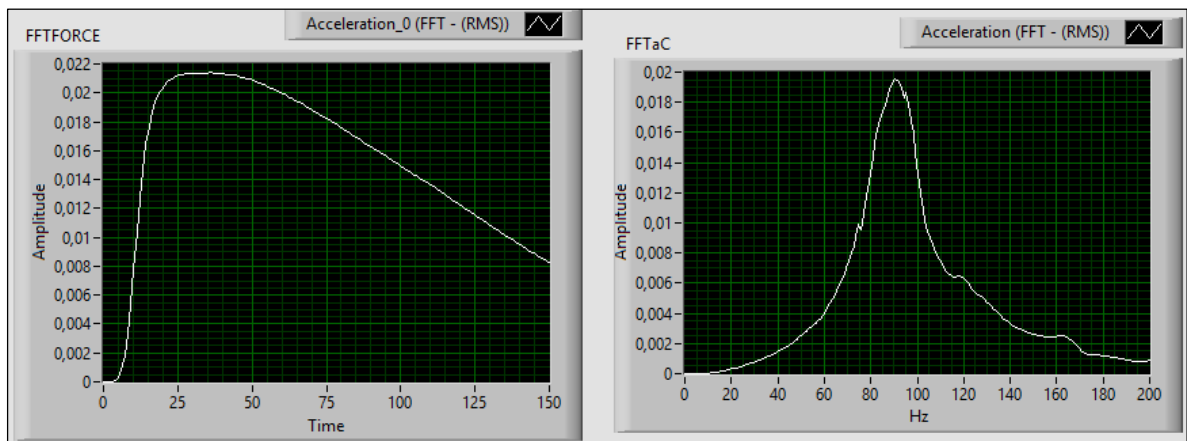
El engranaje mostrado en la Figura 72 se golpea y de esta manera se encuentra la frecuencia de interés:

Figura 72. Prueba de frecuencia natural Engranaje



Mediante el software LabVIEW 2012 y el sistema de adquisición de datos (Chasis NI USB-9162 y módulo NI USB-9234) se visualizan los resultados en la Figura 73:

Figura 73. Resultados Prueba Frecuencia Engranaje



Los resultados obtenidos muestran que la frecuencia natural se da en 90 Hz, frecuencia que se encuentra por encima de la frecuencia correspondiente a la velocidad de diseño $1800 \text{ Rpm} = 30 \text{ Hz}$, por lo cual no se presentará el fenómeno de resonancia.

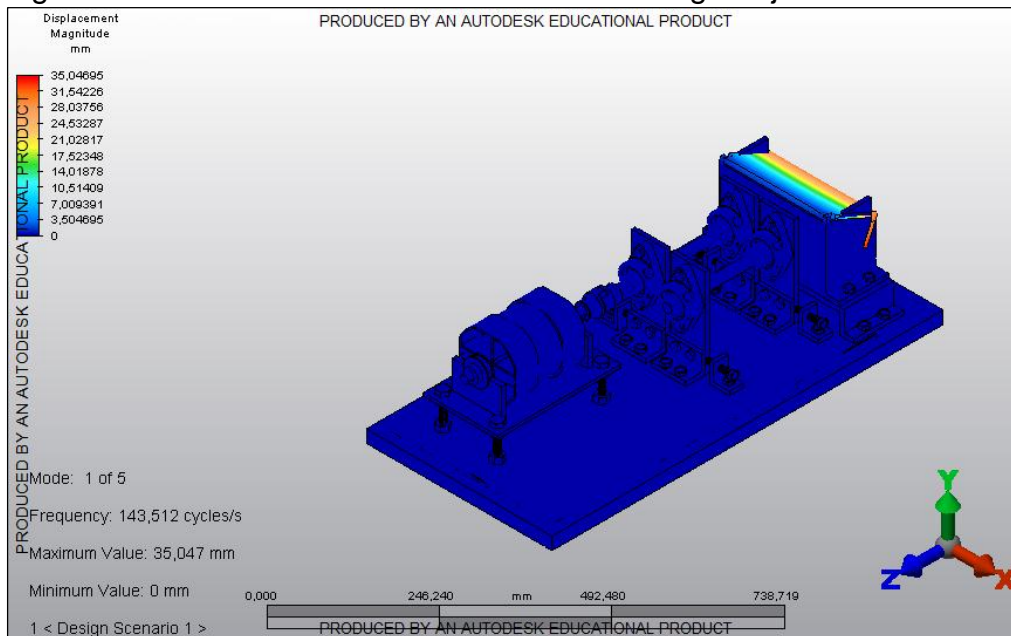
7.2 ANÁLISIS DE MODOS DE FRECUENCIA DEL BANCO DE PRUEBAS.

El análisis modal es una herramienta útil que permite comprender y modelar el comportamiento de las estructuras, ya que describe las propiedades dinámicas inherentes a la misma, el conocimiento de los modos de vibración permite identificar las frecuencias naturales y conocer la respuesta de la estructura en resonancia.

Para conocer el comportamiento de la estructura del banco de pruebas, se realiza una simulación de los modos de vibración utilizando el software Autodesk Simulation Multiphysics 2013, determinando así las frecuencias en las que se presenta resonancia, los resultados obtenidos se muestran a continuación:

➤ **Modo de Vibración 1:** La figura 74 muestra el modo de vibración 1

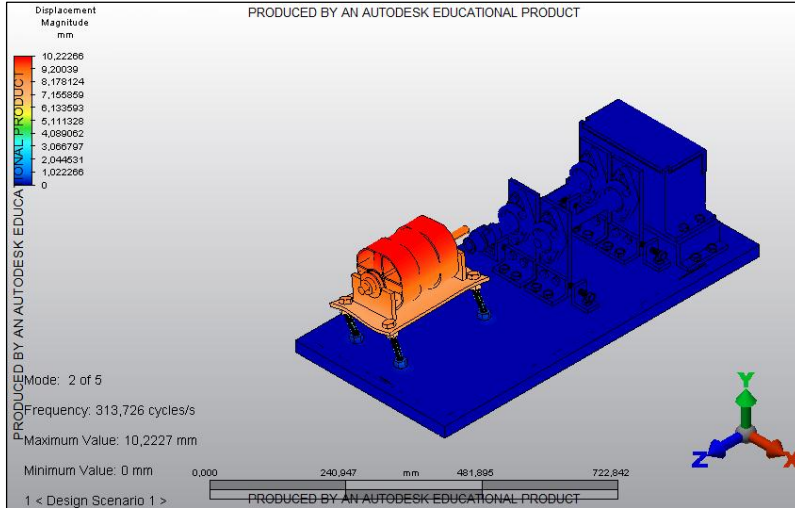
Figura 74. Modo de vibración 1 del Banco de Engranajes Rectos



El resultado obtenido indica que la frecuencia fundamental del banco de pruebas es de 143.512 Hz que corresponden a 8610 rpm, valor que se encuentra por encima de la velocidad de diseño de 1800 Rpm o 30 Hz, por lo cual no se presentará el fenómeno de resonancia; el desplazamiento máximo es de 35.047 mm teniendo un efecto significativo en la tapa de la caja de engranajes.

➤ **Modo de Vibración 2:** La figura 75 muestra el modo de vibración 2

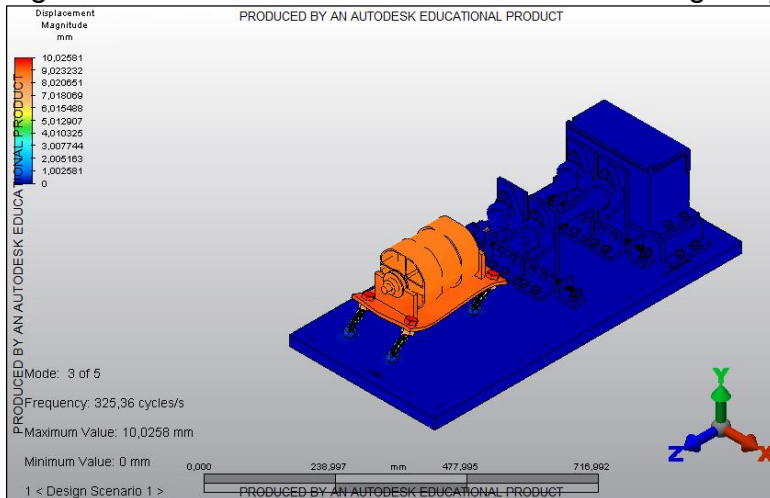
Figura 75. Modo de vibración 2 del Banco de Engranajes Rectos



Al llegar a una frecuencia de 313.726 Hz o 18824 rpm se alcanza el segundo modo de vibración del banco, afectando significativamente el motor y la base que lo sostiene con un desplazamiento máximo de 10.22 mm.

➤ **Modo de Vibración 3:** La figura 76 muestra el modo de vibración 3

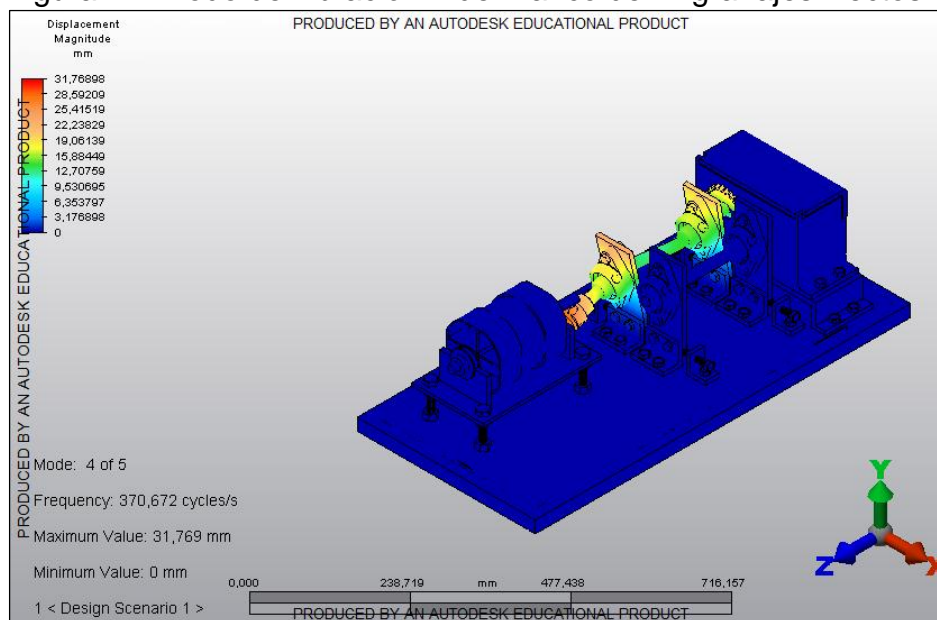
Figura 76. Modo de vibración 3 del Banco de Engranajes Rectos



El tercer modo de vibración ocurre a una frecuencia de 325.36 Hz o 19522 rpm, en este caso también se ve afectado el motor y su base, alcanzando un desplazamiento máximo de 10.02 mm, con un movimiento en el sentido contrario al segundo modo de vibración.

➤ **Modo de Vibración 4:** La figura 77 muestra el modo de vibración 4

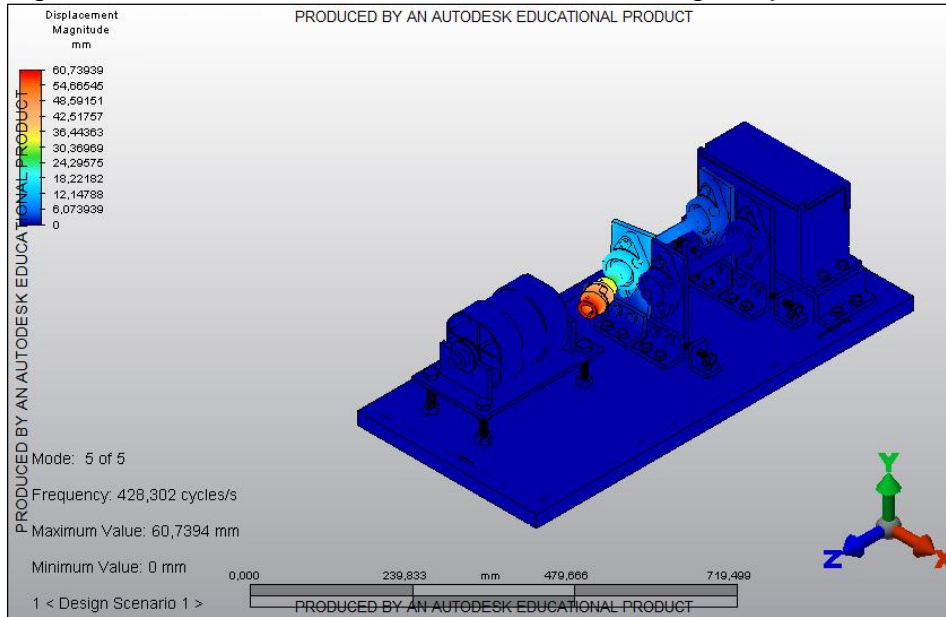
Figura 77. Modo de vibración 4 del Banco de Engranajes Rectos



Al llegar a una frecuencia de 370.672 Hz o 22240 rpm se alcanza el cuarto modo de vibración, afectando significativamente el eje de entrada, los soportes de las chumaceras y el acople flexible, con un desplazamiento máximo de 31.7 mm en el acople del motor y el eje.

➤ **Modo de Vibración 5:** La figura 78 muestra el modo de vibración 5

Figura 78. Modo de vibración 5 del Banco de Engranajes Rectos



El quinto modo de vibración del sistema ocurre al llegar a una frecuencia de 428.302 Hz o 25698 rpm, afectando al eje, al soporte de la chumacera y al acople flexible, siendo este último el elemento que sufre la mayor deformación con un desplazamiento máximo de 60.73 mm

8. DISEÑO DEL SOFTWARE.

Para visualizar los resultados de una forma clara y precisa, se desarrolla una aplicación utilizando el software LabVIEW 2012, el cual permite el monitoreo constante de la información (señal de vibración producida por el banco de pruebas para fallas en engranajes rectos), basado en un lenguaje de programación gráfico que utiliza iconos en lugar de líneas de texto para la elaboración de la aplicación.

A diferencia de los lenguajes de programación basados en texto, donde las instrucciones determinan el orden de ejecución del programa, LabVIEW utiliza una programación por flujo de datos, donde el flujo de datos a través de los diagramas de bloques son los que determinan el orden de ejecución de los programas.

8.1 INTERFAZ DE LA APLICACIÓN.

El panel frontal permite el monitoreo constante de la información en tiempo real, la interfaz cuenta con un grupo de pestañas para cada una de las fallas a estudiar, una pestaña de presentación y una pestaña con indicaciones de montaje, cada una de estas puede ser seleccionada según sea el caso de estudio, así mismo cuenta con un botón de inicio y fin de la aplicación para dar la orden de ejecutar y detener el programa de acuerdo a la acción del usuario.

En la interfaz del usuario cada pestaña representa un módulo y para el caso de las fallas, en este, además de mostrar los resultados para el análisis en el dominio del tiempo y el análisis del dominio en la frecuencia muestra el espectro que se debería esperar a causa del fallo, también se aprecia unas características del par de engranajes utilizados y unas imágenes del caso de interés que se desea estudiar.

En el módulo 0 (ver Figura 79) el usuario encuentra la presentación del programa y puede seleccionar el caso de interés.

Figura 79. Interfaz Aplicación, Módulo 0 - Presentación



En el módulo 1 (ver Figura 80) se pueden observar imágenes relacionadas al montaje de los engranajes y las distintas fallas estudiadas en el banco de pruebas.

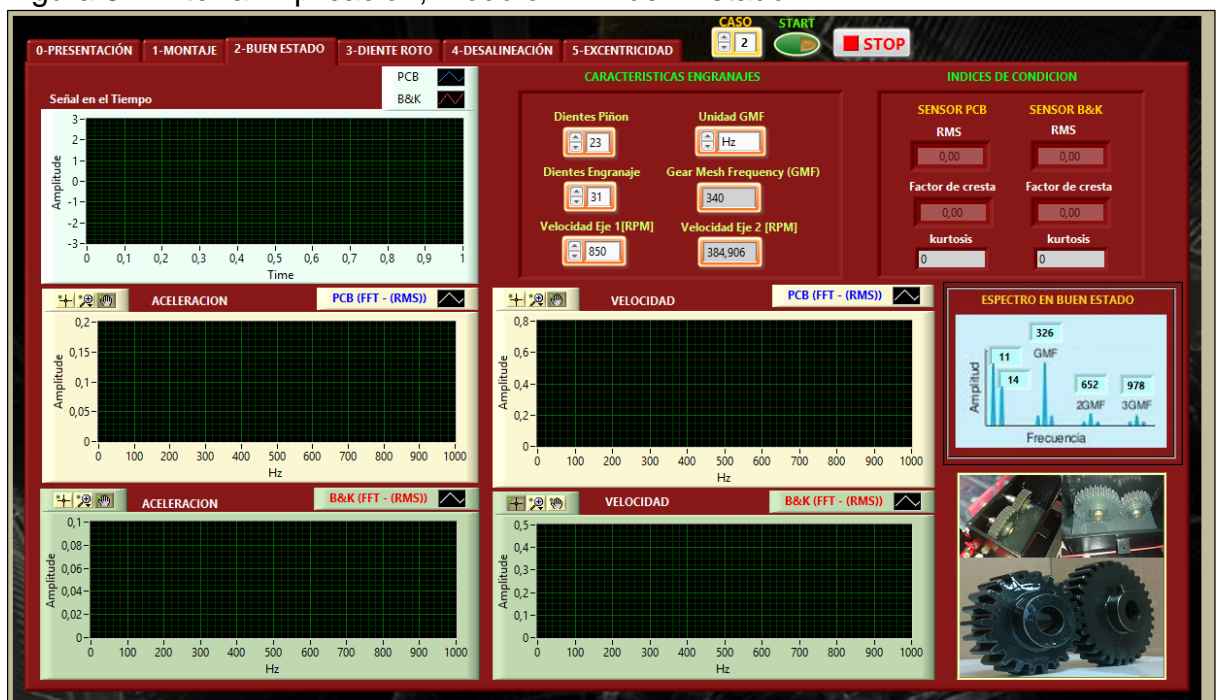
Figura 80. Interfaz Aplicación, Módulo 1 - Montaje



Para visualizar los datos captados por los acelerómetros, el usuario puede seleccionar cualquier módulo dependiendo del tipo de falla que desee estudiar, en cada uno de los casos encuentra la información mostrada en la Figura 81:

- **Señal En El Tiempo:** Permite observar en tiempo real la señal adquirida por dos acelerómetros.
- **Espectro:** Permite observar la señal en el dominio de la frecuencia, en aceleración y velocidad para cada sensor.
- **Índices De Condición:** Se muestran características estadísticas de la señal como el valor medio cuadrático (RMS), índice Kurtosis y el Factor de cresta.
- **Características Engranajes:** se muestran características propias de los engranajes como numero de dientes, velocidad de rotación y frecuencia de paso de dientes (GMF).
- **Imagen Del Espectro:** Muestra el espectro teórico esperado para los engranajes y de esta manera tener una guía para ubicar fácilmente las frecuencias de interés.

Figura 81. Interfaz Aplicación, Módulo 2 – Buen Estado



En la interfaz de cada módulo de fallas, se presenta de forma similar al mostrado para dientes buenos, con la diferencia que se muestra específicamente el espectro esperado para cada falla y algunas imágenes reales del caso de interés.

8.2 PROGRAMACIÓN DE LA APLICACIÓN.

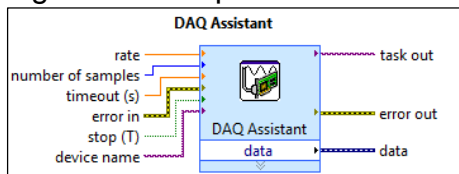
La programación para cada uno de los módulos es muy similar, y se realiza utilizando del bloque de adquisición de datos de LabVIEW, el cual permite la comunicación entre los sensores, la tarjeta de adquisición y el computador.

Para obtener la información en el dominio de la frecuencia se utiliza “NI Sound and Vibration Toolkit” de labview 2012, ésta herramienta permite realizar las mediciones típicas requeridas para audio, acústica o aplicaciones de vibración.

8.2.1 Programación En El Dominio De La Frecuencia.

El Bloque DAQ Assistant (ver Figura 82), permite configurar el modo de adquisición de datos, el número de muestras y la frecuencia de muestreo, en este caso se trabaja con una resolución de 12500 líneas, frecuencia de 12.5 KHz; también se utilizan filtros incluidos en la tarjeta de adquisición de datos NI-9234, y de esta manera se cumple con el teorema de Nyquist, el cual dice que la frecuencia de muestreo debe ser superior a la frecuencia máxima esperada ($f_s > 2,56 * f_{max}$).

Figura 82. Bloque DAQ Assistant.

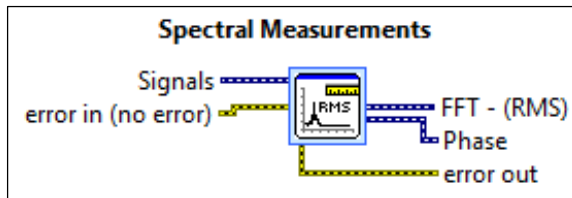


Fuente: LabView 2012.

Luego de adquirir la señal se realiza un tratamiento con los filtros incorporados en la tarjeta NI 9234, eliminando el ruido para permitir observar las señales de interés. La señal que proviene de los sensores se encuentra en términos de aceleración,

para obtener el espectro de frecuencias se utiliza el bloque “Spectral measurements” (ver Figura 83), el cual aplica la transformada de Fourier a la señal y permite realizar configuraciones de la forma en que se presenta la información.

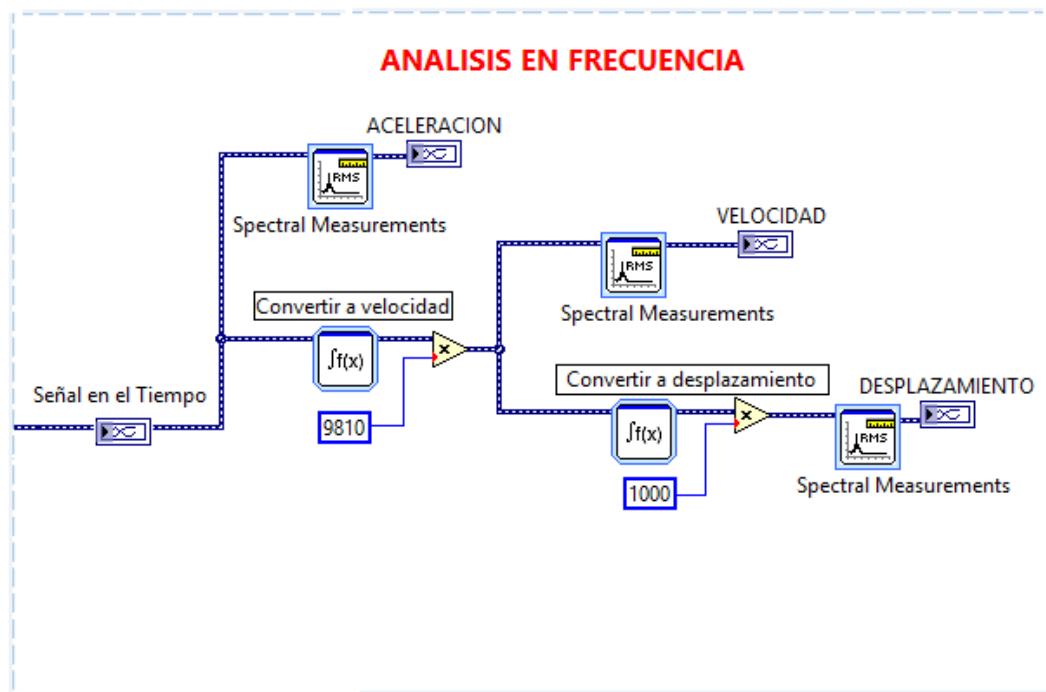
Figura 83. Bloque Spectral measurement



Fuente: LabView 2012.

Para obtener la información en velocidad y desplazamiento se integra la señal y se multiplica por las constantes correspondientes, la programación se muestra en la Figura 84.

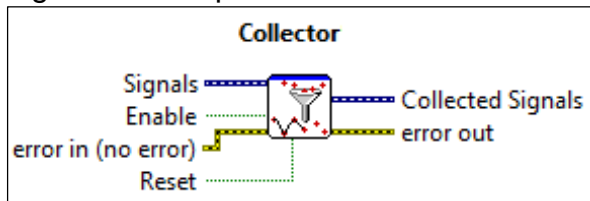
Figura 84. Programación En El Dominio De La Frecuencia



8.2.2 Programación En El Dominio Del Tiempo.

Para el análisis en el dominio del tiempo se recogen las señales de entrada provenientes de los sensores y se devuelve los datos más recientes, hasta el número máximo especificado en las muestras por canal, utilizando el bloque “Collector” (ver Figura 85).

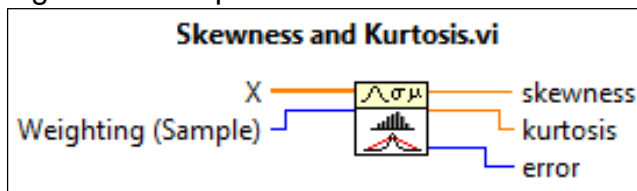
Figura 85. Bloque Collector



Fuente: LabView 2012.

El cálculo del índice estadístico Kurtosis se realiza utilizando el bloque “Skewness and Kurtosis” (ver Figura 86) que devuelve el valor de la asimetría y Kurtosis para la secuencia de datos de entrada de la señal en el tiempo.

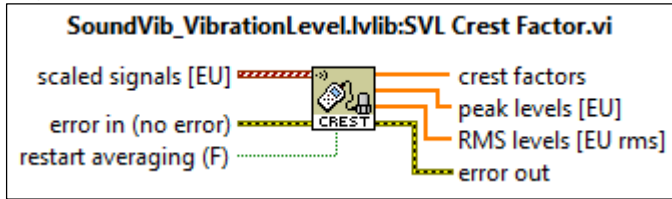
Figura 86. Bloque Skewness and Kurtosis



Fuente: LabView 2012.

El cálculo de los índices estadísticos Factor De Cresta y RMS se realiza utilizando el bloque “SVL Crest Factor” (ver Figura 87) para la entrada de señal en el tiempo

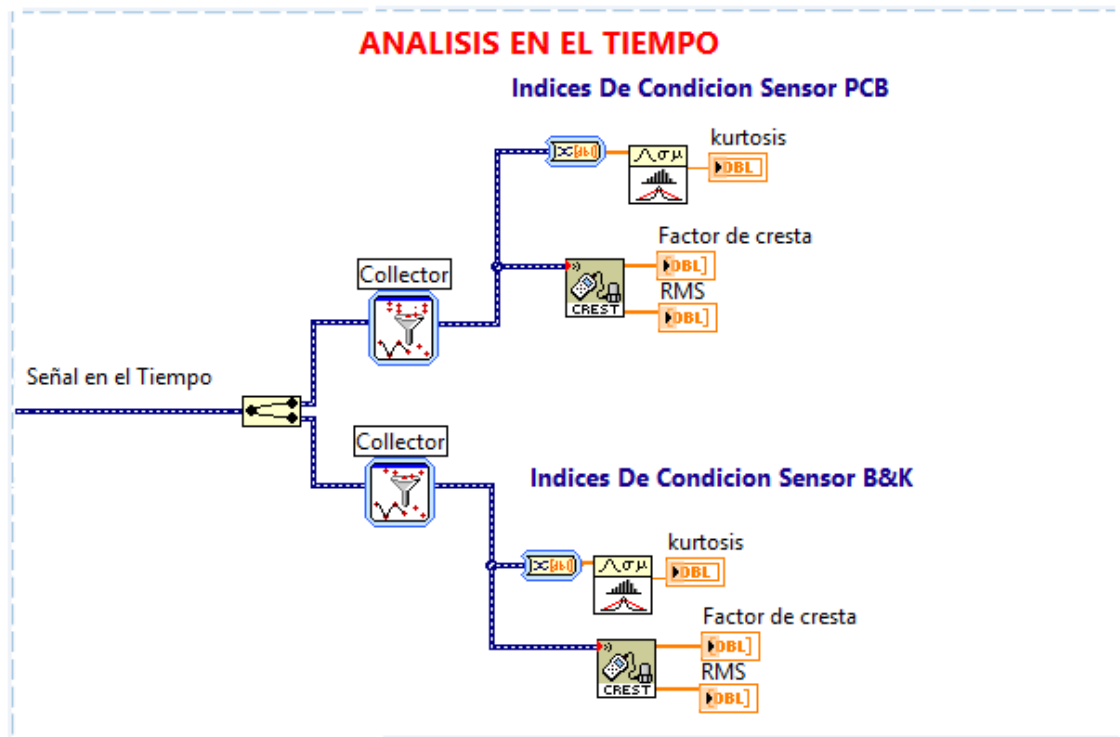
Figura 87. Bloque SVL Crest Factor



Fuente: LabView 2012.

Los datos provenientes de los sensores son colectados y calculados para mostrar los valores correspondientes a cada uno de los índices estadísticos deseados, la programación se muestra en la Figura 88.

Figura 88. Programación En El Dominio Del Tiempo



9. CONSTRUCCIÓN BANCO DE PRUEBAS.

Una vez realizado el correspondiente diseño y los planos de cada uno de los componentes mecánicos que conforman el banco de pruebas para fallas engranajes rectos se da inicio a la construcción del mismo.

9.1 ELEMENTOS QUE COMPONEN LA ESTRUCTURA DEL BANCO.

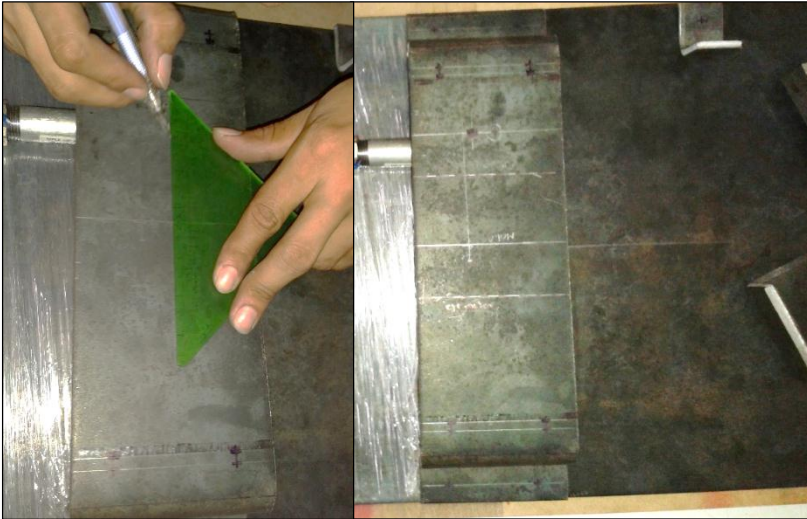
Los componentes como la base, soporte de la chumacera, soporte del motor, caja, entre otros son fabricados en lámina de acero estructural A36 (ver Figura 89); cada una de las piezas necesarias son adquiridas en FAMMOIN.Ltda, empresa de la industria metalmecánica de Bucaramanga, quienes prestaron el servicio de corte y doblado junto con la materia prima.

Figura 89. Estructura de Lámina A36



Posterior a obtener estas piezas, sobre cada una es marcada con la mayor precisión posible (ver Figura 90), las distancias y los centro punto necesarios según los planos; para proceder a realizar los diferentes procesos de manufactura (corte, taladrado, pulido, soldadura, etc.), con el fin de adecuarlas a la forma requerida para el montaje y su correcto funcionamiento.

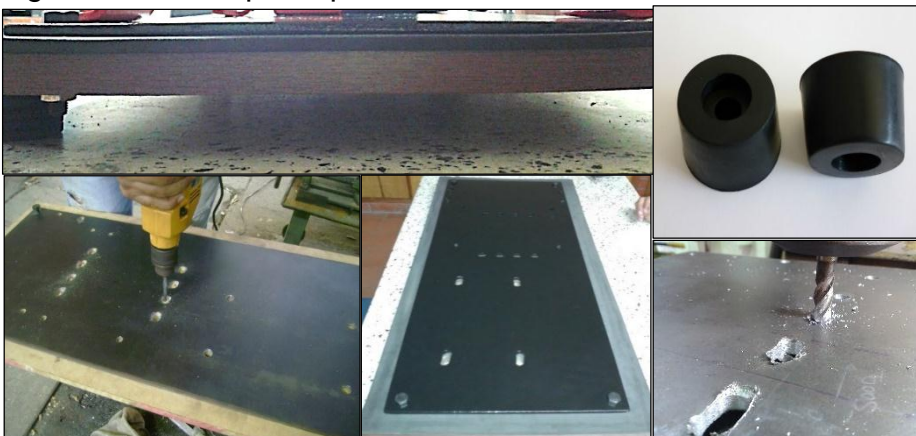
Figura 90. Medición para manufactura



9.1.1 Base Que Soporta Estructura

Está compuesta por cuatro componentes dispuestos en el siguiente orden: lámina de acero A36, lámina de caucho espuma, lámina de madera MDF, topes de caucho (ver Figura 91). Cada lámina es taladrada según el diseño plasmado en los planos para permitir el posterior ensamble con los demás componentes. La finalidad del uso de esta combinación de materiales, es que junto con la mesa de concreto sean absorbidas las vibraciones emitidas por el banco de pruebas.

Figura 91. Base que soporta la estructura



9.1.2 Soporte De Las Chumaceras.

La constituyen dos partes, la primera es una placa en forma de “L” con operaciones de taladrado, que es la encargada de proporcionar sujeción rígida entre la base de la estructura y la segunda lámina, la cual es rectangular y también taladrada (ver Figura 92), que permite el ensamble con la chumacera y el eje.

Figura 92. Soporte de la chumacera



9.1.3 Guía Del Tornillo Para Desplazar El Soporte De La Chumacera.

El mecanismo para desplazar este soporte utiliza el movimiento de un tornillo que pasa por una tuerca que se encuentra soldada a una lámina en forma de “L” (ver Figura 93) quien da la sujeción con la base de la estructura del banco, permitiendo que el tornillo empuje el soporte de la chumacera.

Figura 93. Guía del tornillo



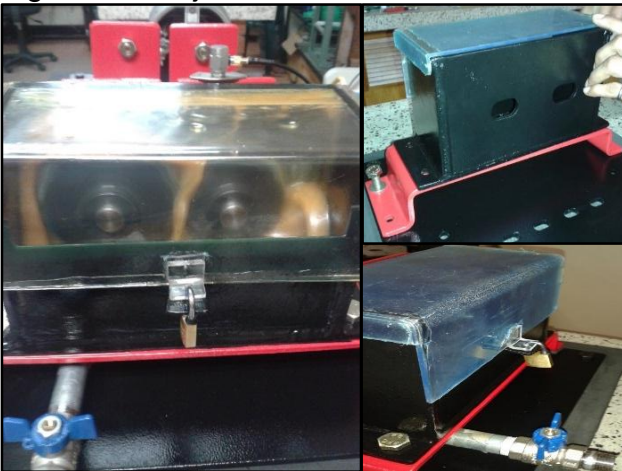
9.1.4 Conjunto Caja.

Está conformado por cuatro partes, la primera es la caja de lámina de acero A36, que contiene el aceite lubricante (valvulina 85w140) para engranajes (ver Figura 94), la segunda es una llave de bola que permite la extracción del aceite cuando sea necesario hacer mantenimiento, la tercera es una tapa en forma de “L” fabricada en acrílico, la cual permite visualizar el interior de la caja, la última pieza es una base en forma de omega “Ω” construida en lámina de acero A36 (ver Figura 95), que permite sostener la caja en una altura adecuada para su correcto funcionamiento.

Figura 94. Conjunto caja



Figura 95. Caja



9.1.5 Conjunto Soporte De Motor.

Está conformada por dos partes, la primera es una pieza rígida fabricada en lámina de acero A36, que consta de una base plana a la cual se encuentran soldadas dos láminas verticales que tienen un corte circular en los que se apoya el motor; ésta primera pieza permite desplazar al motor de forma vertical para realizar la correspondiente alineación. La segunda es una lámina doblada en forma de círculo con unas pestañas laterales, que tiene la función de sujetar el motor de una forma segura (ver Figura 96).

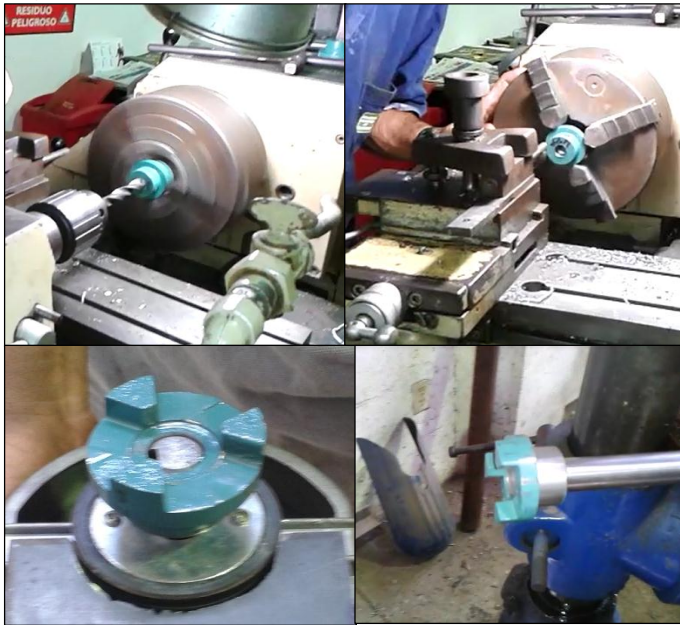
Figura 96. Conjunto soporte motor



9.1.6 Acople Flexible.

Este elemento mecánico es sometido a un proceso de manufactura en el torno (ver Figura 97), con el que se busca obtener los diámetros necesarios para que el eje del motor y el eje primario, encajen de una forma justa en la parte del acople que le corresponde a cada uno; durante la operaciones realizadas se corrobora el balanceo de las partes del acople flexible con el objetivo de reducir los fallos presente en el banco. El uso de este acople flexible permite transmitir el par de torsión, compensando el desalineamiento angular, paralelo y combinado.

Figura 97. Manufactura acople flexible.



9.1.7 Ejes.

La construcción de estos elementos es bastante sencilla ya que en su forma no presentan cambio alguno de sección, esto debido a que en el diseño se normalizó el diámetro reduciéndolo a una barra lisa. La única operación que debe llevarse a cabo es de taladrado (ver Figura 98), con la cual se desea adecuar los extremos del mismo para el montaje del acople y de los engranajes respectivamente.

Figura 98. Manufactura del eje



9.1.8 Engranajes.

Posterior al diseño realizado para estos elementos, se lleva a cabo la fabricación de los mismos en Industrias Castillo, empresa metalmeccánica de la ciudad de Bucaramanga, siguiendo el proceso de manufactura que muestra la figura 99.

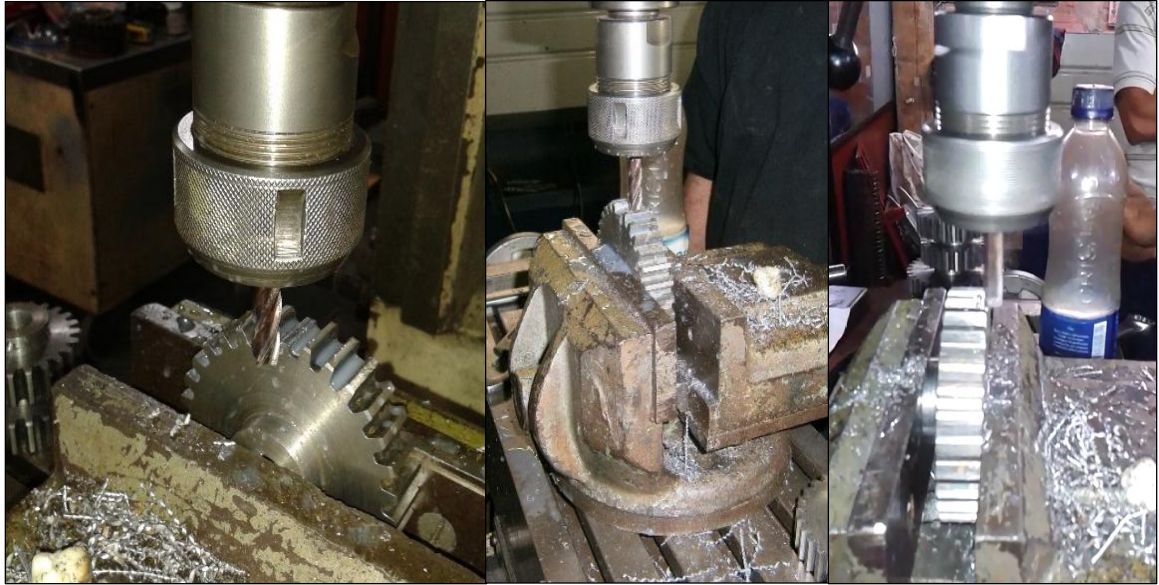
Figura 99. Proceso de manufactura de los engranajes



Industrias castillo, lleva a cabo el proceso de remoción de los dientes mostrado en la Figura 100 sobre tres diferentes engranajes, siguiendo la severidad del daño

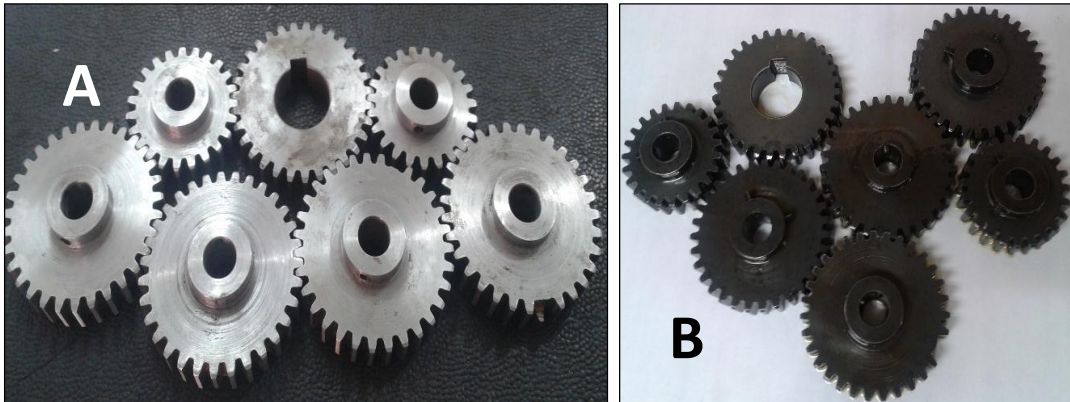
planteada para el estudio de las fallas, de la siguiente forma 25%, 50% y 100%, lo cual permite realizar la simulación de la falla con las pruebas correspondientes.

Figura 100. Remoción dientes en 25%,50% y 100%



Una vez finalizado el proceso de manufactura de los engranajes, se realiza un tratamiento térmico de temple y revenido para mejorar las propiedades del material, evitando así desgaste prematuro y prolongación de las fallas ya inducidas. El tratamiento es realizado por IMATT.Ltda, empresa de la ciudad de Bucaramanga, quienes son especialistas en ingeniería de materiales, mantenimiento y tratamientos térmicos. En la Figura 101 se puede apreciar a la izquierda los engranajes sin tratamiento térmico y en la parte derecha los engranajes luego de ser sometidos al tratamiento.

Figura 101. A. sin tratamiento térmico / B. con tratamiento térmico



9.2 BANCO DE PRUEBAS ENSAMBLADO.

Los elementos de sujeción utilizados para llevar a cabo el ensamble del banco de pruebas, son tornillos de diferentes longitudes según lo requerido; se emplearon tuercas de seguridad en el ensamble del motor para evitar posibles solturas a causa de la vibración. En la Figura 102 y Figura 103 se muestra el montaje final.

Figura 102. Componentes listas para ensamble del banco



Figura 103. Ensamble banco de pruebas de fallas en engranajes rectos



9.3 PRESUPUESTO.

El banco de pruebas se construye con materiales y elementos mecánicos adquiridos en el mercado nacional, los elementos de medición y tecnología utilizados para el desarrollo del proyecto se encuentran disponibles en el laboratorio de vibraciones mecánicas de la Universidad; los trabajos de construcción son ejecutados en la Industria Santandereana por mano de obra privada y en el taller de la escuela de ingeniería mecánica por los autores del proyecto. Con el fin de evaluar económicamente el banco de pruebas, en la Tabla 2 se relacionan los costos de la realización del proyecto de grado:

Tabla 2. Presupuesto Banco De Pruebas

PRESUPUESTO			
Cant.	Descripcion	Valor Unitario (\$)	Valor total (\$)
GASTOS DE CONSTRUCCIÓN			
ESTRUCTURA			
15	Piezas En Lámina De Acero A36	10.000	150.000
1	Lámina De Madera MDF	8.000	8.000
1	Lámina De Caucho Espuma	15.000	15.000
6	Topes de caucho	2.000	12.000
	Subtotal		\$185.000
COMPONENTES PRINCIPALES DEL BANCO DE PRUEBAS			
7	Fabricación Engranajes	75.000	525.000
1	Tratamiento Térmico Engranajes	60.000	60.000
1	Aceite SAE 85W-140	20.000	20.000
2	Ejes	15.000	30.000
4	Chumaceras	13.000	52.000
1	Acople Flexible	28.000	28.000
	Subtotal		\$715.000
ACABADOS, LLAVES Y TORNILLOS			
60	Tornillos Prisioneros Y Hex. M10 y M12	750	45.000
3	Llaves M10, M12 Y Bristol	5.000	15.000
1	Pintura Electrostatica	50.000	50.000
	Subtotal		\$110.000
ACCESORIOS Y MANO DE OBRA			
1	Mano De Obra	60.000	60.000
1	Soldadura	20.000	20.000
1	Tapa De Acrilico	20.000	20.000
1	Accesorios Tuberia	10.000	10.000
	Subtotal		\$110.000
	Subtotal Gastos De Construcción		\$1.120.000
GASTOS GENERALES			
1	Papeleria	10.000	10.000
1	Transporte	20.000	20.000
1	Imprevistos	50.000	50.000
1	Trabajo Intelectual	800.000	800.000
	Subtotal Gastos Generales		\$880.000
	TOTAL		\$2.000.000

Los equipos empleados para la puesta a punto utilizados para el desarrollo del proyecto se encuentran disponibles en el laboratorio de vibraciones mecánicas de la Universidad; la información económica de estos equipos se relaciona en la tabla 3.

Tabla 3. Información Económica Equipos Utilizados

EQUIPOS UTILIZADOS			
Cant.	Descripcion	Valor Unitario (\$)	Valor total (\$)
SISTEMA DE ADQUISICION DE DATOS			
1	Acelerometro PCB 352C33	1.050.000	1.050.000
1	Acelerometro B&K 4513	1.300.000	1.300.000
1	Tarjeta DAQ NI 9234	4.800.000	4.800.000
1	Chasis NI USB 9162	950.000	950.000
	Subtotal		\$8.100.000
PUESTA A PUNTO Y MEDICION			
1	Martillo De Impacto PCB 086C03	2.290.000	2.290.000
1	Alineador Laser SKF TKSA 20	8.460.000	8.460.000
1	Analizador De Vibraciones Fluke 810	24.000.000	24.000.000
	Subtotal		\$34.750.000
	TOTAL		\$42.850.000

10. PRUEBAS BANCO DE ENGRANAJES.

10.1 PUESTA A PUNTO DEL BANCO DE PRUEBAS.

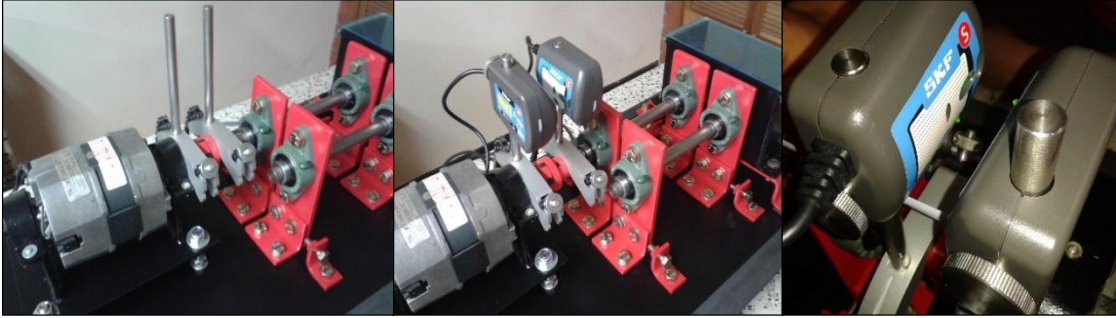
Debido a los fines académicos para los cuales es destinado el banco de engranajes y luego de realizar pruebas de funcionamiento, se establece la velocidad de operación en 850 rpm, ya que el alto ruido que se produce cuando los dientes de los engranajes chocan a altas velocidades, eleva los niveles auditivos en el laboratorio, causando molestias a la hora de desempeñar correctamente las pruebas en el banco; además el contar con un régimen de velocidad constante y una condición funcional estable, permite que la vibración originada en la máquina y todas sus propiedades estadísticas, puedan suponerse estables y, por tanto, representativas de su condición.

Para obtener resultados satisfactorios, es necesario eliminar cualquier factor que afecte la señal de vibración esperada para los engranajes, y de esta manera contar con un banco en las mejores condiciones de operación, por lo que previo a la realización de cualquier prueba, se debe efectuar una alineación entre el acople flexible y el eje.

Este procedimiento se lleva a cabo utilizando el Alineador Laser TKSA 20 de SKF disponible en el laboratorio, y permite eliminar cualquier falla existente por mala alineación, evitando así la aparición de frecuencias no deseadas en el espectro de vibración, este proceso se realiza de la siguiente manera:

➤ **Fijación de las unidades de medición:** se fijan las unidades de medición a los ejes y se ajustan de manera que las señales emitidas se reciban entre una unidad y otra como se muestra en la Figura 104.

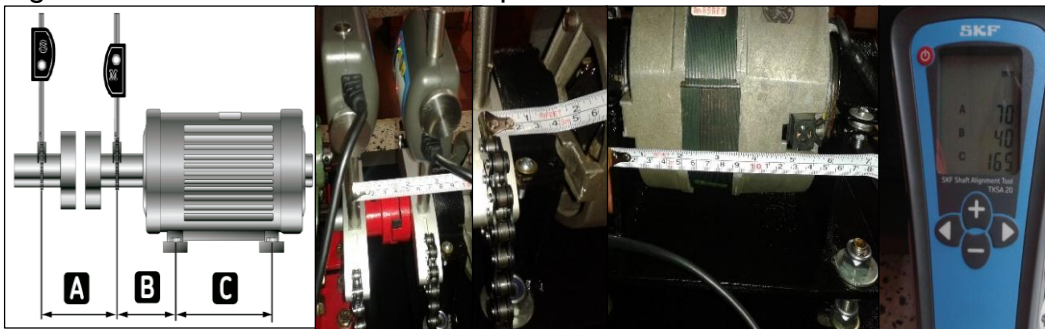
Figura 104. Fijación de las unidades de medición.



➤ **Dimensiones de la máquina:** La configuración de la máquina está definida por tres dimensiones como se muestra en la Figura 105:

- ✓ A: Distancia entre las dos unidades de medición
- ✓ B: Distancia entre la unidad de medición marcada M y las patas delanteras de la máquina móvil.
- ✓ C: Distancia entre las patas delanteras y las patas traseras de la máquina móvil.

Figura 105. Dimensiones de la máquina.



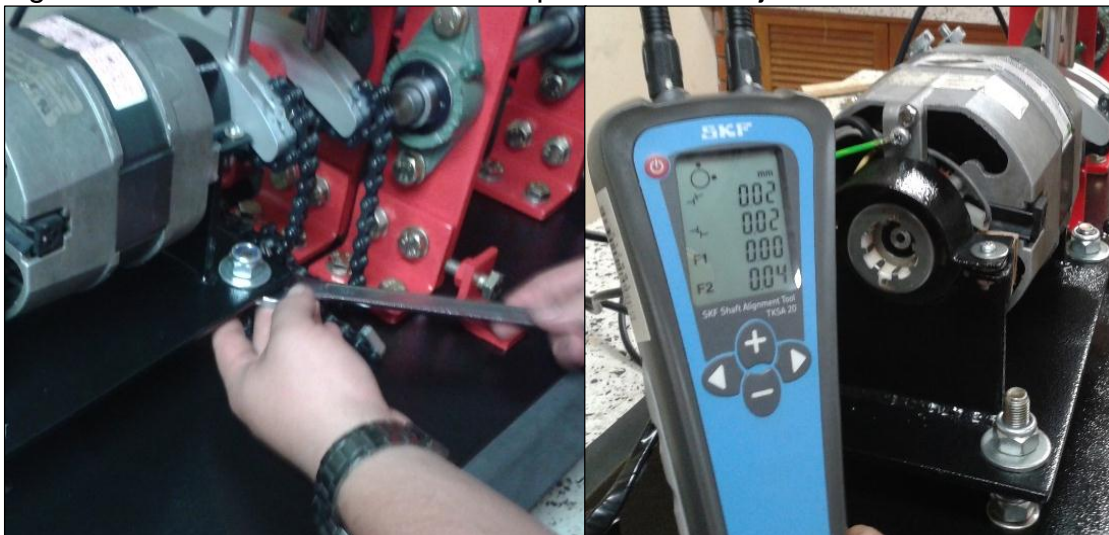
➤ **Secuencia de medición:** Durante el ciclo de medición, los ejes giran 180°. Cualquier movimiento relativo de los rayos láser durante esta rotación indica algún tipo de desalineación (ver Figura 106).

Figura 106. Secuencia de medición



➤ **Alineación:** se corrige la desalineación ajustando los tornillos de nivelación en la base del motor como se aprecia en la Figura 107.

Figura 107. Resultado Alineación Acople Flexible Y Eje



La desalineación de la máquina siempre debe estar dentro de las tolerancias especificadas por el fabricante. En caso de no disponer de dichas tolerancias se utilizan la Figura 108.

Figura 108. Desalineación máxima permitida.

rpm	mm/100 mm	mm	0.001"/1"	0.001"
0 - 1000	0.10	0.13	1.0	5.1
1000 - 2000	0.08	0.10	0.8	3.9
2000 - 3000	0.07	0.07	0.7	2.8
3000 - 4000	0.06	0.05	0.6	2.0
4000 - 6000	0.05	0.03	0.5	1.2

Fuente: Manual SKF Alineador Laser TKSA 20.

De acuerdo al resultado obtenido tras realizar la alineación y observando la recomendación de la tabla, se logra alcanzar los márgenes permisibles, por tal razón se minimiza la posibilidad de inducir una falla por desalineamiento del eje.

10.2 METODOLOGÍA Y DESARROLLO DE PRUEBAS

El procedimiento general utilizado para realizar las pruebas en el banco de engranajes, consiste en ubicar los sensores en los planos de medición adecuados, luego capturar la información de los engranajes en buen estado bajo condiciones estándar de operación, todos los datos y graficas son monitoreados en tiempo real desde la aplicación desarrollada en LabVIEW 2012, este proceso se repite 5 veces en cada uno de los casos de falla, obteniendo así la tendencia de los índices estadísticos de condición y apreciar claramente el espectro de frecuencia.

➤ **Ubicación De Los Puntos De Medición:** Los acelerómetros son sujetados con un imán en los apoyos más cercanos a la caja de engranajes en dirección radial y tangencial para cada uno de los ejes, siendo el plano de medición 1 el apoyo del eje1 y el plano de medición 2 el apoyo del eje 2 (ver Figura 109 y Figura 110).

Figura 109. Planos de Medición

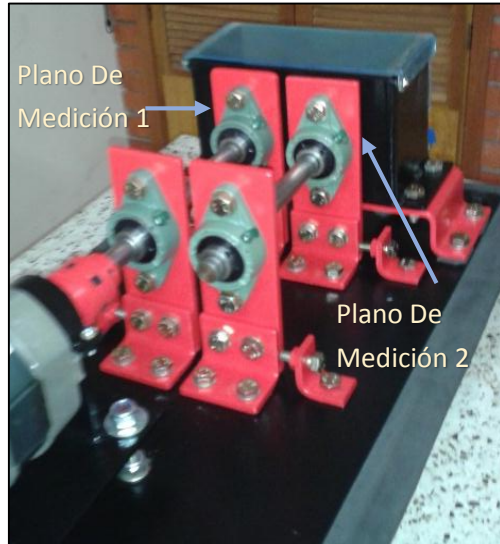


Figura 110. Ubicación Acelerómetros.



➤ **Adquisición de la señal:** La señal que proviene de los acelerómetros es captada mediante el sistema de adquisición de datos NI USB-9234 y el Chasis NI USB-9162 (ver Figura 111), los resultados se visualizan en la aplicación diseñada en el software LabVIEW 2012

Figura 111. Sistema de adquisición de datos.



➤ **Inducción De Las Fallas:** El banco de pruebas permite realizar prácticas en cuatro diferentes escenarios para engranajes rectos, como son:

❖ **Engranajes En Buen Estado:** El banco de pruebas cuenta con un par de engranajes rectos (ver Figura 112), que permiten conocer los patrones característicos para la condición normal de operación, antes de cada prueba es necesario verificar que las caras de los engranajes se encuentren paralelas, ajustar los tornillos prisioneros asegurando el engranaje al eje y comprobar que estos giren libremente y sin problema.

Figura 112. Engranajes En Buen Estado.



❖ **Fallas En Engranajes Con Diente Roto En Tres Grados De Severidad (Incipiente, Intermedio Y Grave):** Se dispone de un piñón en buen estado adicional, junto con un engranaje con falla incipiente, otro engranaje con falla intermedio y uno con falla grave (ver Figura 113), el procedimiento antes de cada prueba es similar al de la condición normal de operación.

Figura 113. Grados De Severidad Diente Roto.



❖ **Fallas Por Desalineamiento De Engranajes:** Se induce el desalineamiento de los engranajes, desplazando los soportes del eje de salida con ayuda de los tornillos guías destinados para este fin (ver Figura 114), se debe tener precaución de no sobrepasar una desalineación mayor a 5 mm, ya que esto ocasionaría que los engranajes se bloquearan, provocando un recalentamiento en el motor y posibles daños en éste o en las demás partes móviles.

Figura 114. Desalineamiento De Engranajes.



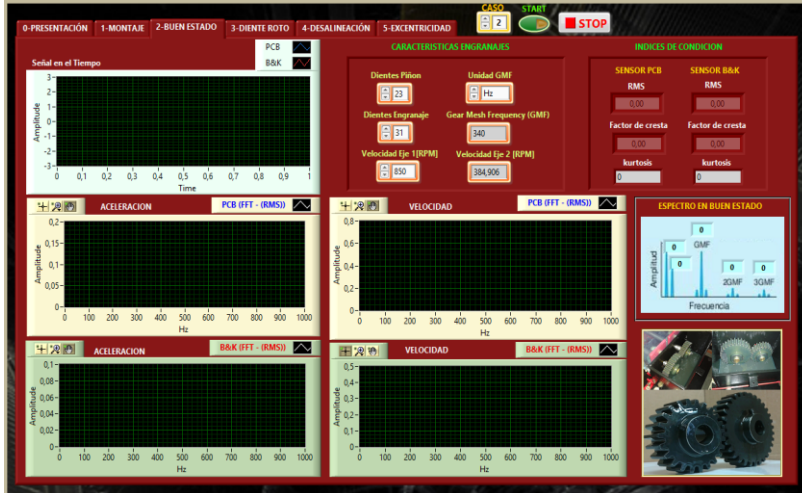
❖ **Fallas Por Engranaje Excéntrico:** Esta falla es simulada con un engranaje en buen estado, éste cuenta con un cuñero que le permite fijar un buje excéntrico o uno sin excentricidad (ver Figura 115), cuando se trabaja con el buje excéntrico se debe tener la precaución de que los engranajes no queden bloqueados en la zona excéntrica, si esto ocurre es necesario desplazar el eje que soporta a este engranaje para garantizar así el libre movimiento de los mismos.

Figura 115. Engranaje Excéntrico.



➤ **Análisis De La Información Recolectada:** Los datos captados por los acelerómetros son visualizados en la interfaz del programa en el módulo correspondiente a cada falla (ver Figura 116), la información es analizada por el usuario comparando los espectros de frecuencia obtenidos, con los espectros teóricos esperados, y apreciando los cambios de los índices de condición de acuerdo al progreso de la falla.

Figura 116. Módulo 2 Engranajes En Buen Estado.



➤ **Medición De La Vibración Con El Analizador De Vibraciones Fluke 810:** Toda la información recopilada durante la experimentación realizada proviene de los dos acelerómetros descritos en la sección 2.23 y el sistema de adquisición de datos descrito en la sección 2.2.4, sin embargo para obtener un diagnóstico de un equipo especializado se hace uso del Analizador de Vibraciones Fluke 810 (ver Figura 117), disponible en el Laboratorio de Vibraciones Mecánicas de la Universidad, este equipo es usado en cada uno de los escenarios de falla estudiados, con la configuración personalizada para el banco de engranajes, adquiriendo la señal con un sensor triaxial y un tacómetro propio del instrumento.

Figura 117. Medición con analizador de vibraciones Fluke 810.



11. RESULTADOS EXPERIMENTALES.

11.1 ANÁLISIS EN EL DOMINIO DEL TIEMPO.

Para los diferentes escenarios de funcionamiento de los engranajes (bueno, diente roto incipiente, diente roto intermedio, diente roto grave, desalineado y excéntrico), se adquiere la señal característica de vibración producida en el tiempo, con la cual se realiza el cálculo de los parámetros estadísticos de interés (RMS, Kurtosis, Factor de cresta) (ver Figura 118); esto es posible gracias a la aplicación desarrollada con el software LabVIEW, en la cual se muestra al usuario estos valores por medio de la sección de índices de condición contenida en la interfaz de la aplicación, teniendo en cuenta que esto se lleva a cabo para cada módulo respectivamente.

Figura 118. Índices de condición, dominio en el tiempo.



11.1.1 Engranajes En Buen Estado.

Posterior a realizar la puesta a punto y reducir las fallas mecánicas presentes en el banco, se realiza la toma de datos para los engranajes en buen estado, que son el punto de comparación para el análisis del comportamiento de la señal en el dominio del tiempo. Para ello se realizan cinco mediciones en cada plano, es decir en el eje1

y eje2, en la Figura 119 y Figura 120 se muestran gráficamente los datos obtenidos para los índices estadísticos de interés.

Figura 119. Índices De Condición Para Engranajes Buenos Eje 1

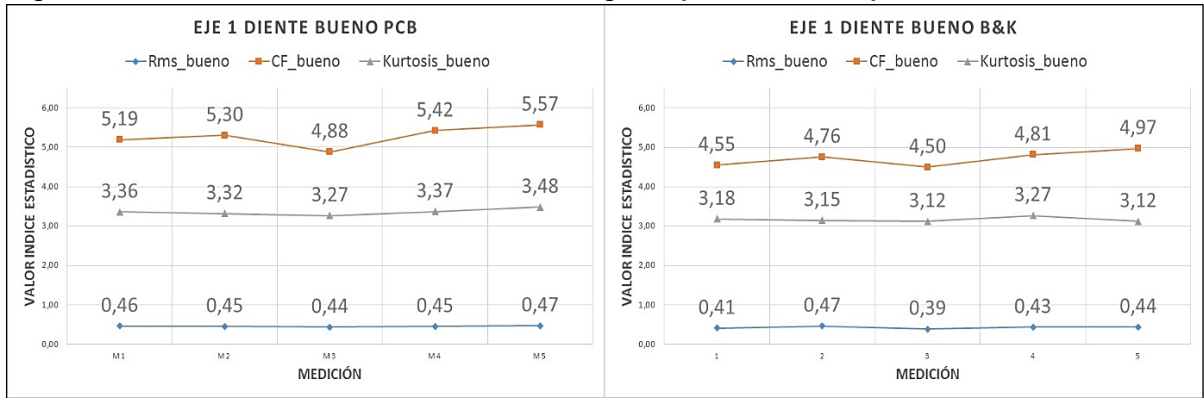
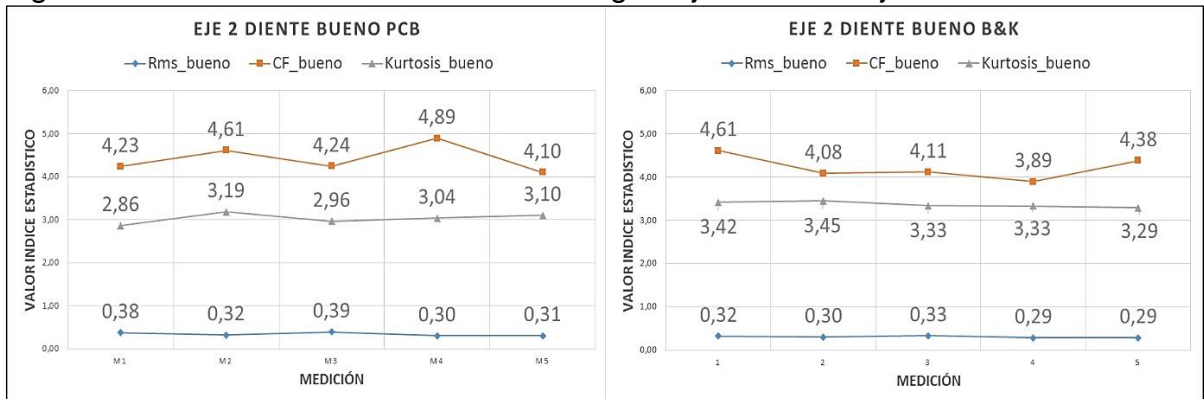


Figura 120. Índices De Condición Para Engranajes Buenos Eje 2



11.1.2 Análisis Resultados Experimentales De Engranajes Con Diente Roto.

A partir de las 5 muestras de los datos obtenidos para cada falla simulada de diente roto (incipiente, intermedio, grave) en engranajes rectos, se puede apreciar el comportamiento que tiene cada uno de los factores estadísticos Rms, Factor de Cresta Y kurtosis;

Para el análisis de los resultados en el dominio del tiempo, de los índices de condición en la falla de diente roto, es propuesto un diseño experimental factorial para cada parámetro estadístico (RMS, FC, Kurtosis), donde las variables independientes a relacionar son: primero (1) severidad del diente roto, segundo (2) dirección de la medición; y la variable dependiente es cada factor estadístico. Se analiza si existe algún efecto estadísticamente significativo utilizando los resultados del análisis de varianza de dos factores con varias muestras por grupo (Matriz ANOVA). Lo cual permitirá verificar el desempeño de los índices frente a este tipo de fallo.

11.1.2.1 Factor Estadístico RMS Plano De Medición 1

El procedimiento para realizar el diseño de experimentos factorial para cada parámetro estadístico de condición se muestra a continuación.

Se plantean las hipótesis para el Factor A

- Ho: con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, todos los grados de severidad darán el mismo resultado para el RMS.
- H1: con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, por lo menos un grado de severidad dará un resultado diferente para el RMS.

Se plantean las hipótesis para el Factor B

- Ho: con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, todas las direcciones de medición darán el mismo resultado para el RMS.
- H1: con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, por lo menos una de las direcciones de medición dará un resultado diferente para el RMS.

Se plantean las hipótesis para la Interacción de los factores

- Ho: con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, no hay interacción entre factores
- H1: con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, existe interacción.

Después de planteadas las hipótesis, para el desarrollo del diseño de experimentos se registran los datos en Tabla 4, siendo los factores A y B variables independientes, cada uno con varios niveles y estos con varias muestras.

Tabla 4. Datos Diseño De Experimentos RMS Eje1

DISEÑO DE EXPERIMENTOS: INDICE DE CONDICION "RMS"															
No. Tratamientos	FACTOR A SEVERIDAD DEL DIENTE ROTO	FACTOR B: DIRECCION DE LA MEDICIÓN													
		DIRECCIÓN RADIAL PCB						DIRECCIÓN TANGENCIAL B&K						Σ Ti	Ti Prom
		1						2							
		1,000	2,000	3,000	4,000	5,000	TOTAL	1	2	3	4	5	TOTAL		
1	INCIPIENTE(25%)	0,496	0,462	0,471	0,481	0,480	2,390	0,627	0,608	0,617	0,609	0,615	3,076	5,466	0,55
2	INTERMEDIO (50%)	0,491	0,562	0,514	0,527	0,487	2,581	0,391	0,467	0,411	0,431	0,401	2,101	4,681	0,47
3	GRAVE (100%)	1,004	1,020	1,074	0,981	1,040	5,118	0,849	0,873	0,929	0,723	0,857	4,230	9,348	0,93
		TOTAL HORIZONTAL					10,088	TOTAL VERTICAL					9,407	TOTAL	TOTAL
														19,495	0,65

Una vez registrados los datos y realizados los cálculos necesarios se obtiene la Tabla 5 o matriz ANOVA, en la cual se verifica si el valor del Fisher calculado es mayor o no al valor del Fisher dado por la tabla. Conocido esto, si $F_{calculado} > F_{tabla}$ la decisión estadística que se debe tomar es rechazar la hipótesis H_0 y aceptar la hipótesis H_1 como cierta.

Tabla 5. ANOVA RMS Eje 1

ANOVA { $Y = M + T_i + B_j + (T*B)_{ij} + E_{ij}$ }					
FUENTE DE VARIACIÓN	GRADOS DE LIBERTAD	SUMA DE CUADRADOS	VARIANZA σ^2	F CALCULADO	F TABLA
TRATAMIENTO FACTOR A	2	1,25	0,6242	415,99	3,403
TRATAMIENTO FACTOR B	1	0,02	0,0155	10,30	4,26
INTERACCION	2	0,13	0,0667	44,45	3,403
ERROR	24	0,04	0,0015		
TOTAL	29	1,43			

Como la hipótesis aceptada es H1, se debe hacer un análisis Duncan para el Factor A (ver Tabla 6) ya que tiene más de nos niveles, esto con el fin de conocer el grado de severidad más significativo, teniendo en cuenta que el RMS se relaciona con la energía de la señal y la presencia de defectos pueden ser detectados directamente por su aumento.

Tabla 6. Análisis Ducan Para El Factor A

ANÁLISIS DE DUNCAN					
TRATAMIENTO	MEDIAS	DIFERENCIA DE MEDIAS	VALOR DUNCAN	DUNCAN AJUSTADO	CONCLUSIONES
3	0,93	0,47	3,066	0,038	T3 > T2 = 0,47 > 0,038
1	0,55	0,39	2,919	0,036	T3 > T1 = 0,39 > 0,036
2	0,47				
ANÁLISIS DE DUNCAN SIN TENER ENCUENTA EL MAYOR T3 DE LA TABLA ANTERIOR					
1	0,55	0,08	2,919	0,036	T1 > T2 = 0,08 > 0,036
2	0,47				

Conclusiones Factor A

➤ H1: con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, por lo menos un grado de severidad dará un resultado diferente para el RMS. Con ayuda del Duncan se conoce que el mejor tratamiento para el grado de severidad es el grave, el siguiente es el incipiente y el peor es el intermedio, lo cual quiere decir que el grave es el que presenta mayor valor RMS y facilidad en su detección.

Conclusiones Factor B

➤ H1: con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, por lo menos una de las direcciones de medición dará un resultado diferente para el RMS. Siendo la mejor dirección la Radial (acelerómetro PCB), esto quiere decir que en esta dirección, se refleja más el incremento del valor RMS.

Conclusiones interacciones

➤ H1: con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, existe interacción, esto indica que para el plano 1 es representativo medir el valor RMS en esas direcciones.

En las Figuras 121 y 122 se muestra la tendencia que tiene el valor RMS de un fallo de engranajes con dientes rotos, frente a un par de engranajes en buen estado, en donde también es posible apreciar el comportamiento descrito en las conclusiones del análisis Duncan.

Figura 121. Falla Diente Roto RMS, Eje 1 Radial

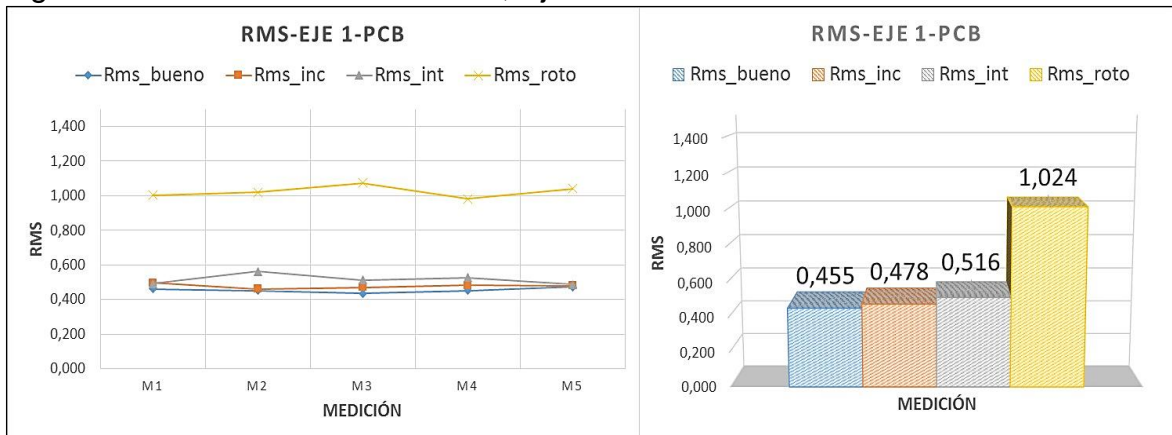
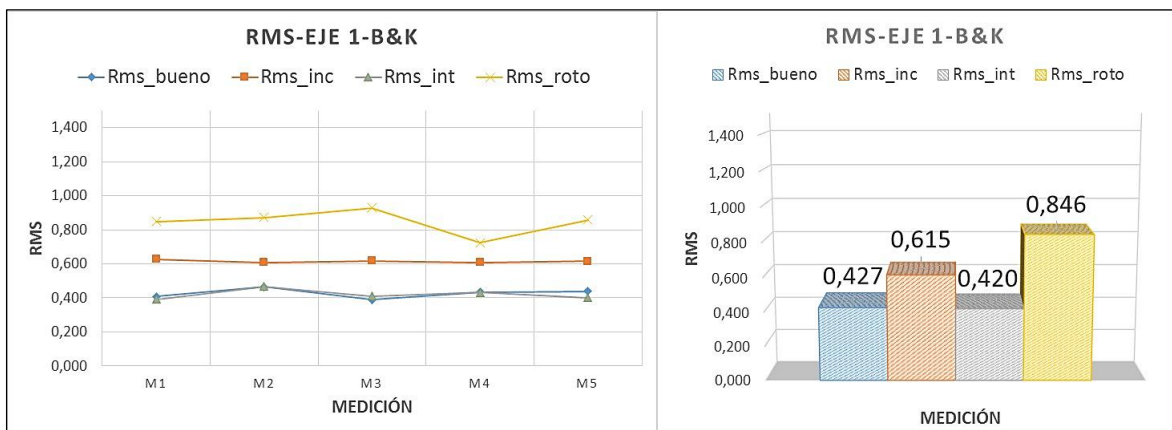


Figura 122. Falla Diente Roto RMS, Eje 1 Tangencial



11.1.2.2 Factor Estadístico RMS Plano De Medición 2

Realizando un análisis de experimento similar al anterior, se conoce el comportamiento del valor RMS para el plano medición 2, obteniendo así las siguientes conclusiones por medio del análisis Duncan:

Conclusiones Factor A

➤ El mejor tratamiento para el grado de severidad es el grave, y no se puede establecer significancia alguna entre los niveles incipiente e intermedio, lo cual quiere decir que el grave es el que tiene mayor valor RMS y presenta facilidad en su detección.

Conclusiones Factor B

➤ Con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, todas las direcciones de medición darán el mismo resultado para el RMS. Esto quiere decir que para el plano de medición 2, no hay diferencia en la magnitud medida en dirección radial (acelerómetro PCB) o tangencial (acelerómetro B&K).

Conclusiones interacciones

➤ Con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, existe interacción entre los factores, esto indica que para el plano 2 es representativo medir el valor RMS en las direcciones radial y tangencial.

En la Figura 123 y Figura 124 se aprecia gráficamente la tendencia que tiene el valor RMS de un fallo de engranajes con dientes rotos, frente a un par de engranajes en buen estado, en donde también es posible apreciar el comportamiento descrito en las conclusiones del análisis Duncan mencionadas anteriormente.

Figura 123.Falla Diente Roto RMS, Eje 2 Radial

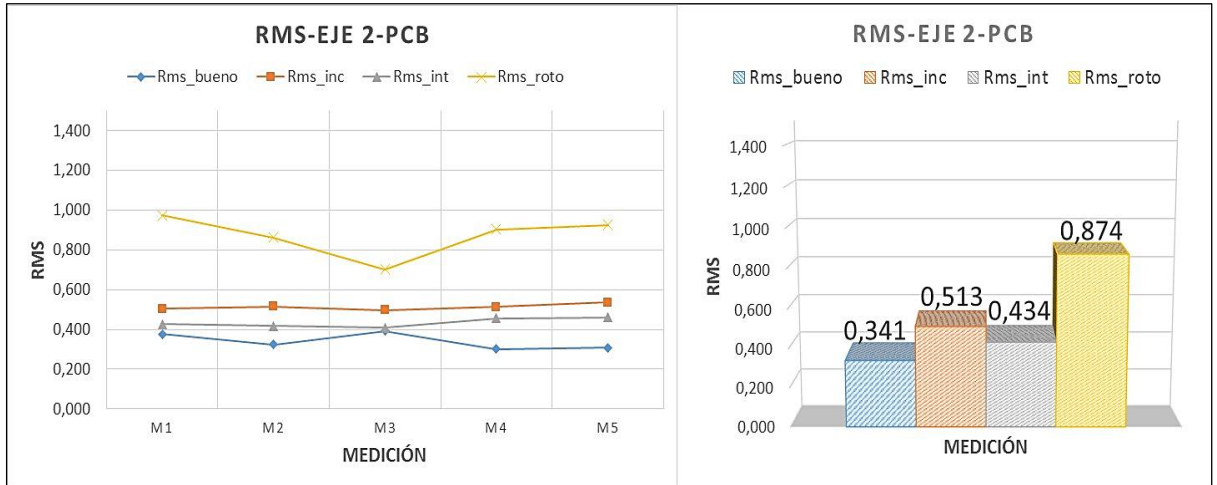
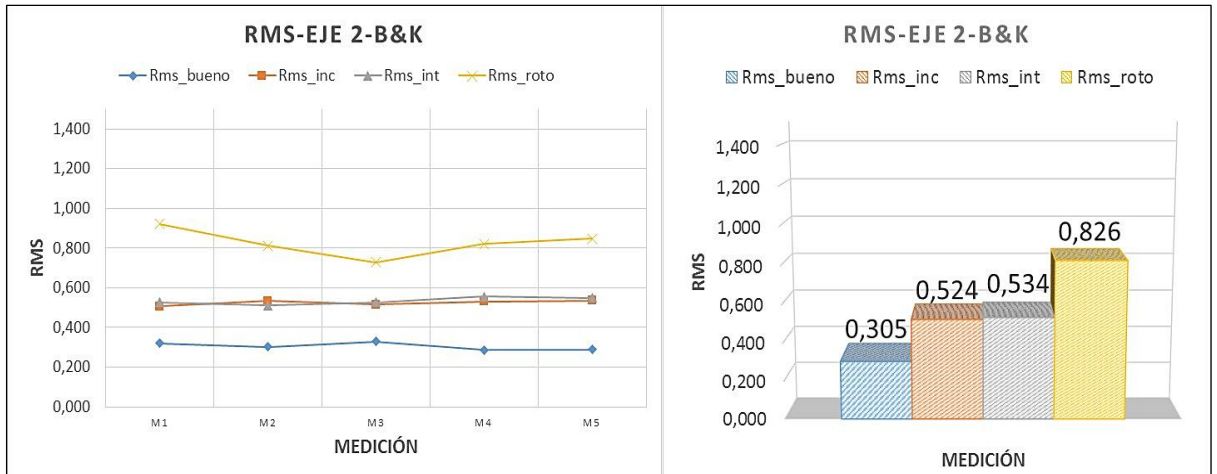


Figura 124.Falla Diente Roto RMS, Eje 2 Tangencial



Para los dos planos de medición, el valor del estadístico RMS, presenta mayor incremento de la energía de vibración en la dirección radial, lo cual permite afirmar que para las condiciones en las que se realizan las pruebas, este indicador es representativo del estado actual de la máquina para cada uno de los escenarios de falla.

11.1.2.3 Estadístico Factor de Cresta (FC) Plano De Medición 1

Realizando un análisis de experimento similar al expuesto para el factor estadístico RMS, se conoce el comportamiento del Factor de Cresta para el plano medición 1, obteniendo así las siguientes conclusiones por medio del análisis Duncan:

Conclusiones Factor A

➤ El mejor tratamiento para el grado de severidad es el grave, y no se puede establecer significancia alguna entre los niveles incipiente e intermedio, lo cual quiere decir que el grave es el que tiene mayor valor en el Factor de Cresta y presenta más facilidad en su detección.

Conclusiones Factor B

➤ La mejor dirección de medición es la tangencial (acelerómetro B&K), esto quiere decir que en esta orientación, se refleja más el incremento del valor del Factor de Cresta.

Conclusiones interacciones

➤ Con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, estadísticamente no hay interacción entre los factores de severidad de la falla y dirección de la medición. Esto indica que para el plano 1 no es representativo medir el valor de Factor de Cresta especialmente en dirección radial.

En la Figura 125 y Figura 126 se aprecia gráficamente el comportamiento que tiene el valor del Factor de Cresta de un fallo de engranajes con dientes rotos, frente a un par de engranajes en buen estado, en donde también es posible apreciar el comportamiento descrito en las conclusiones del análisis Duncan mencionadas anteriormente.

Figura 125.Falla Diente Roto Factor de Cresta, Eje 1 Radial

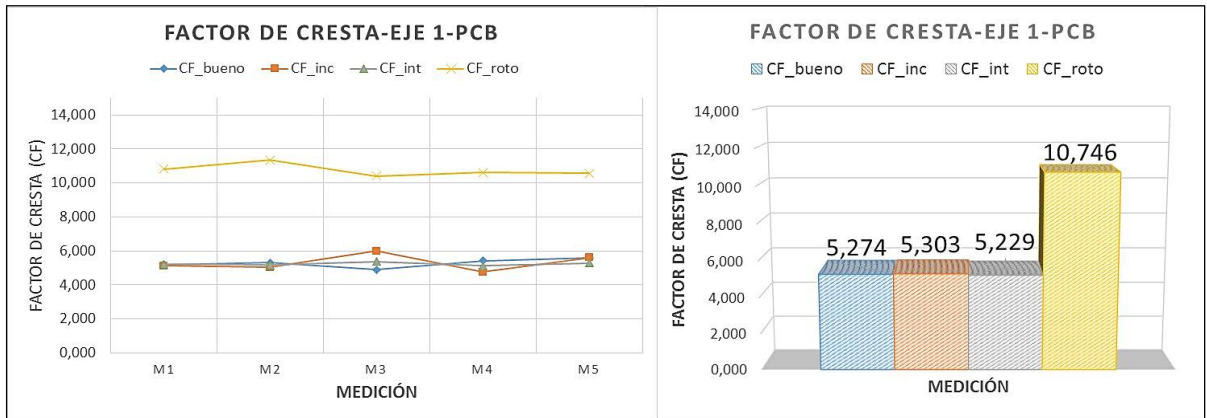
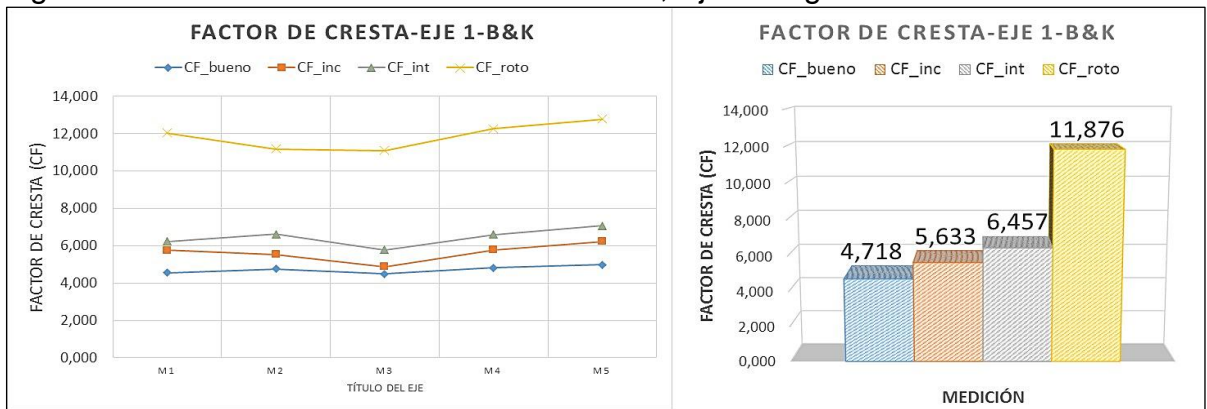


Figura 126.Falla Diente Roto Factor de Cresta, Eje 1 tangencial



11.1.2.4 Estadístico Factor de Cresta (FC) Plano De Medición 2

Con un análisis de experimento similar al expuesto para el factor estadístico RMS, se conoce el comportamiento del FC para el plano medición 2, obteniendo así las siguientes conclusiones por medio del análisis Duncan:

Conclusiones Factor A

- El mejor tratamiento para el grado de severidad es el grave, y no se puede establecer significancia alguna entre los niveles incipiente e intermedio, lo cual

quiere decir que el grave es el que tiene mayor valor en el Factor de Cresta y presenta más facilidad en su detección.

Conclusiones Factor B

➤ La mejor dirección de medición es la tangencial (acelerómetro B&K), esto quiere decir que en esta orientación, se refleja más el incremento del Factor de Cresta.

Conclusiones interacciones

➤ Con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, existe interacción entre los factores de severidad de la falla y dirección de la medición. Esto indica que para el plano 2, es representativo medir el valor de Factor de Cresta en las direcciones radial y tangencial.

En la Figura 127 y Figura 128 se aprecia gráficamente el comportamiento que tiene el valor del Factor de Cresta de un fallo de engranajes con dientes rotos, frente a un par de engranajes en buen estado, en donde también es posible apreciar el comportamiento descrito en las conclusiones del análisis Duncan mencionadas anteriormente.

Figura 127. Falla Diente Roto Factor de Cresta, Eje 2 Radial

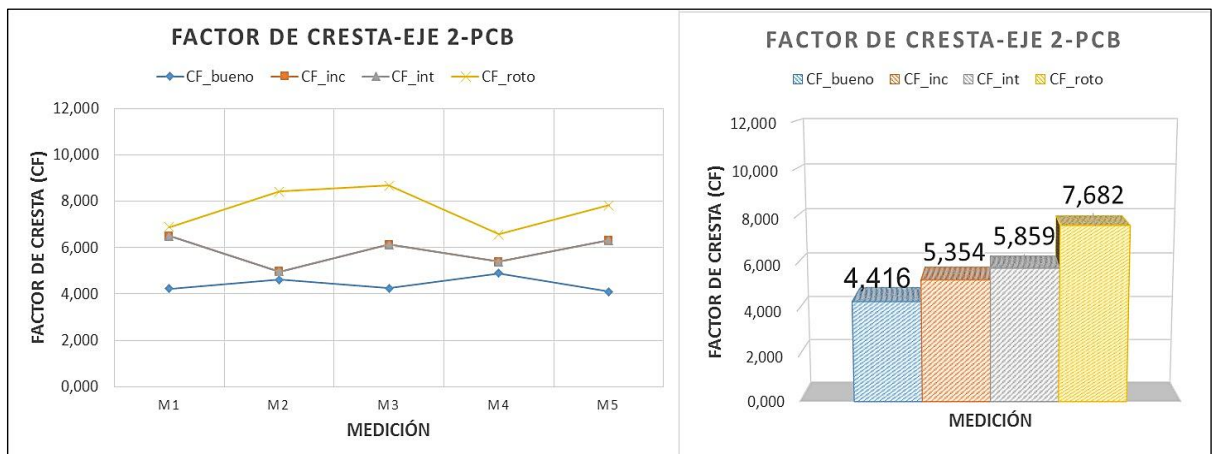
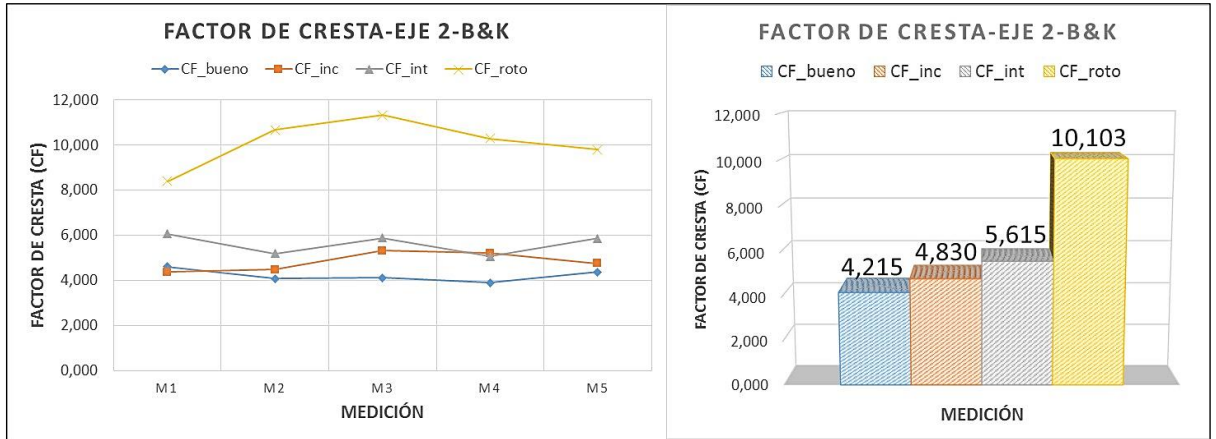


Figura 128.Falla Diente Roto Factor de Cresta, Eje 2 tangencial



Para los dos planos de medición, el valor del Factor de Cresta, presenta mayor aumento de la energía de vibración en la dirección tangencial, donde no se puede establecer estadísticamente significancia alguna entre los niveles incipiente e intermedio, pero si es bastante apreciable el incremento del FC en el nivel de severidad grave.

En cuanto a la interacción de los factores, bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas, se puede afirmar que el FC es un indicador representativo del estado actual de la máquina para cada uno de los escenarios de falla, siempre y cuando las mediciones se lleven a cabo específicamente en el plano 2, es decir donde se encuentra el engranaje con el diente roto.

11.1.2.5 Factor Estadístico Kurtosis Plano De Medición 1

Realizando un análisis de experimento similar al expuesto para factor estadístico RMS, se conoce el comportamiento de Kurtosis para el plano medición 1, obteniendo así las siguientes conclusiones por medio del análisis Duncan:

Conclusiones Factor A

➤ El mejor grado de severidad es el grave, y no se puede establecer significancia alguna entre los niveles incipiente e intermedio, lo cual quiere decir que el grave es el que tiene mayor valor de Kurtosis y presenta más facilidad en su detección.

Conclusiones Factor B

➤ La mejor dirección de medición es la tangencial (acelerómetro B&K), esto quiere decir que en esta orientación, se refleja más el incremento del valor de Kurtosis.

Conclusiones interacciones

➤ Con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, estadísticamente no hay interacción entre los factores de severidad de la falla y dirección de la medición. Esto indica que para el plano 1 no es representativo medir el valor de Kurtosis especialmente en dirección radial.

En la Figura 129 y Figura 130 se aprecia el comportamiento que tiene el valor Kurtosis de un fallo de engranajes con dientes rotos, frente a un par de engranajes en buen estado, en donde también es posible apreciar el comportamiento descrito en las conclusiones del análisis Duncan mencionadas anteriormente.

Figura 129.Falla Diente Roto Kurtosis, Eje 1 Radial

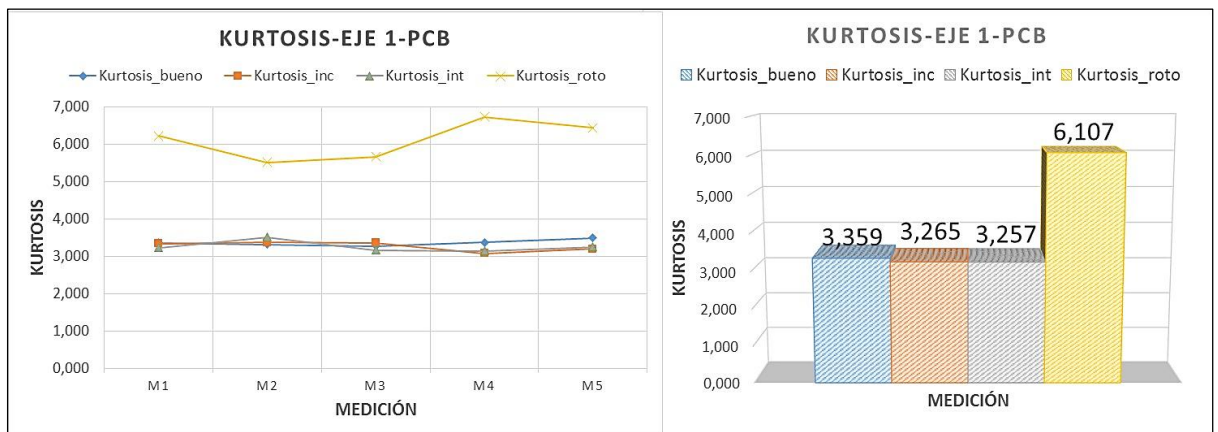
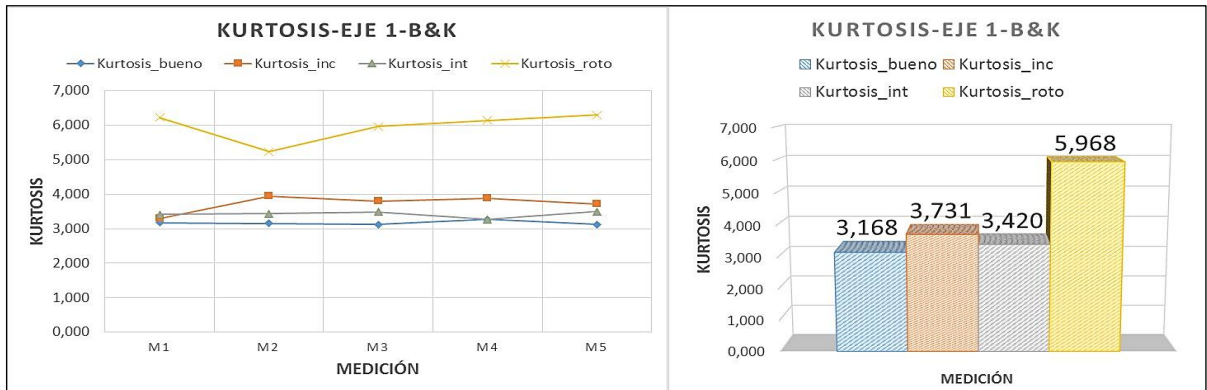


Figura 130.Falla Diente Roto Kurtosis, Eje 1 Tangencial



11.1.2.6 Factor Estadístico Kurtosis Plano De Medición 2

Con un análisis de experimento similar al expuesto para factor estadístico RMS, se conoce el comportamiento de Kurtosis para el plano medición 2, obteniendo así las siguientes conclusiones por medio del análisis Duncan:

Conclusiones Factor A

➤ El mejor tratamiento para el grado de severidad es el grave, el siguiente es intermedio y el peor es el incipiente, lo cual quiere decir que el grave es el que tiene mayor valor en el Factor Kurtosis y presenta más facilidad en su detección.

Conclusiones Factor B

➤ La mejor dirección de medición es la tangencial (acelerómetro B&K), esto quiere decir que en esta orientación, se refleja más el incremento de Kurtosis.

Conclusiones interacciones

➤ Con un nivel de significancia de $\alpha = 0.05$, existe interacción entre los factores de severidad de la falla y dirección de la medición. Esto indica que para el plano 2 es representativo medir el valor de Kurtosis en las direcciones radial y tangencial.

En la Figura 131 y Figura 132 se aprecia el comportamiento que tiene el valor Kurtosis de un fallo de engranajes con dientes rotos, frente a un par de engranajes en buen estado, en donde también es posible apreciar el comportamiento descrito en las conclusiones del análisis Duncan mencionadas anteriormente.

Figura 131.Falla Diente Roto Kurtosis, Eje 2 Radial

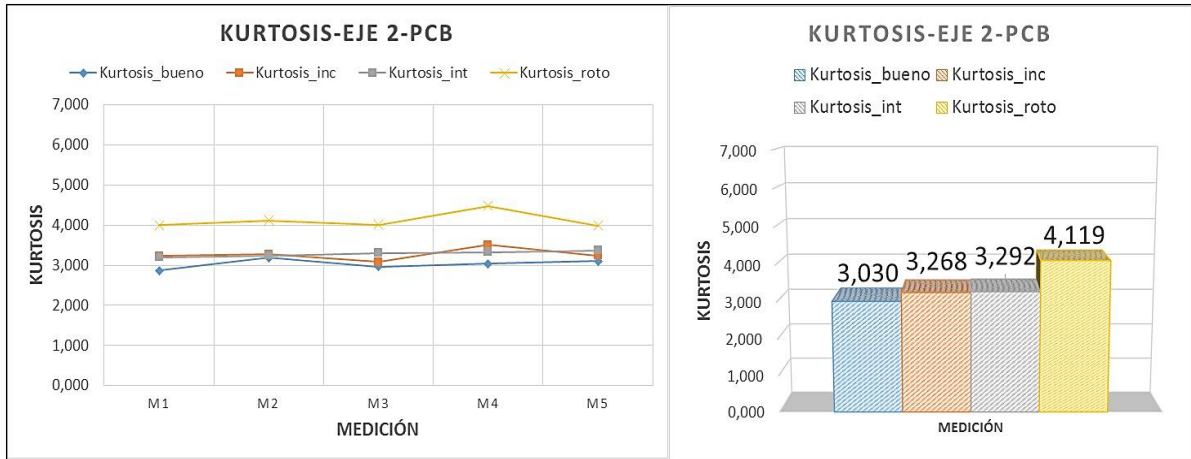
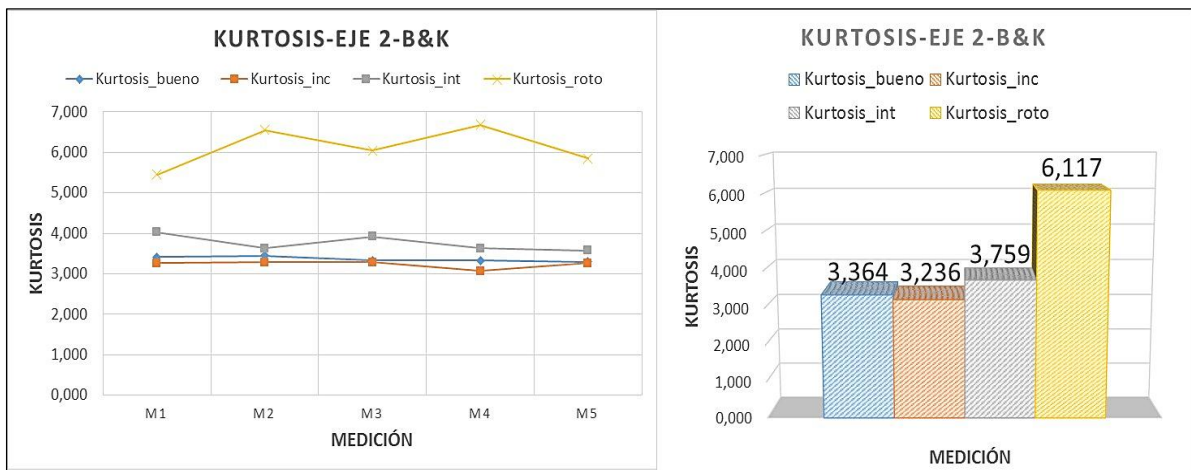


Figura 132.Falla Diente Roto Kurtosis, Eje 2 Tangencial



Bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas, se puede afirmar que para los dos planos de medición, el valor de Kurtosis, presenta mayor aumento de la energía de vibración en la dirección tangencial, y es percibida fácilmente cuando la falla es grave. Para el plano 1 no se puede establecer estadísticamente significancia alguna entre los niveles incipiente e intermedio, a diferencia del el plano 2, donde claramente se puede establecer un escalafón debido al crecimiento progresivo de Kurtosis a medida que aumenta el porcentaje de severidad del fallo.

En cuanto a la interacción de los factores, Kurtosis es un indicador representativo del estado actual de la máquina para cada uno de los escenarios de falla, siempre y cuando las mediciones se lleven a cabo específicamente en el plano 2, es decir donde se encuentra el engranaje con el fallo de diente roto.

11.1.3 Análisis Resultados Experimentales Engranajes Desalineados

A partir de las 5 muestras de los datos obtenidos para el escenario de falla de engranaje desalineado (El valor de la desalineación es aproximadamente de 5 mm), se puede apreciar el comportamiento de los factores estadísticos RMS, Factor de Cresta Y kurtosis, frente a un par de engranajes en buen estado, dicho comportamiento es descrito a continuación:

11.1.3.1 Factor Estadístico RMS Engranajes Desalineados

El RMS se relaciona con la energía de la señal y la presencia de defectos que pueden ser detectados directamente por el aumento en la señal de vibración, esto se puede apreciar ya que para la medición en cada eje y en cada plano, el valor RMS de los engranajes desalineados supera al de los engranajes en buen estado, lo que quiere decir que la presencia de esta falla presenta mayor energía de vibración y puede ser detectada por el estadístico RMS (ver Figura 133 y Figura 134)

Figura 133. Eje 1 desalineado RMS

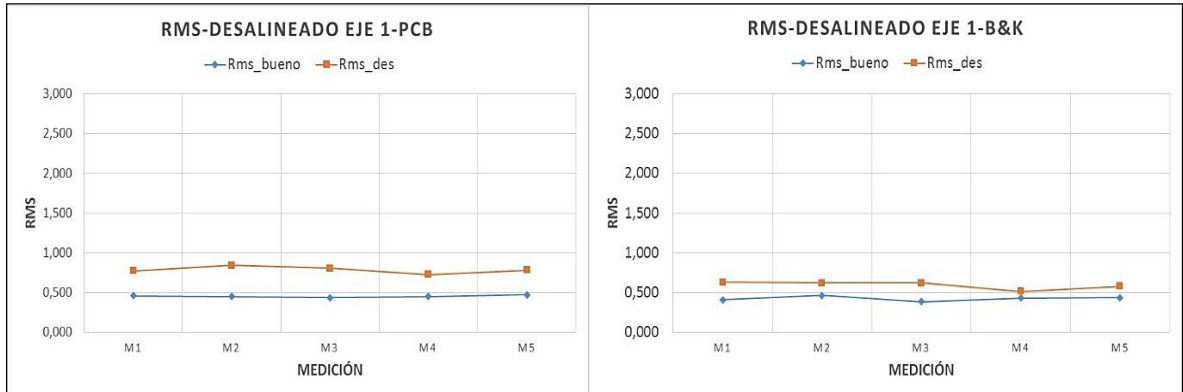
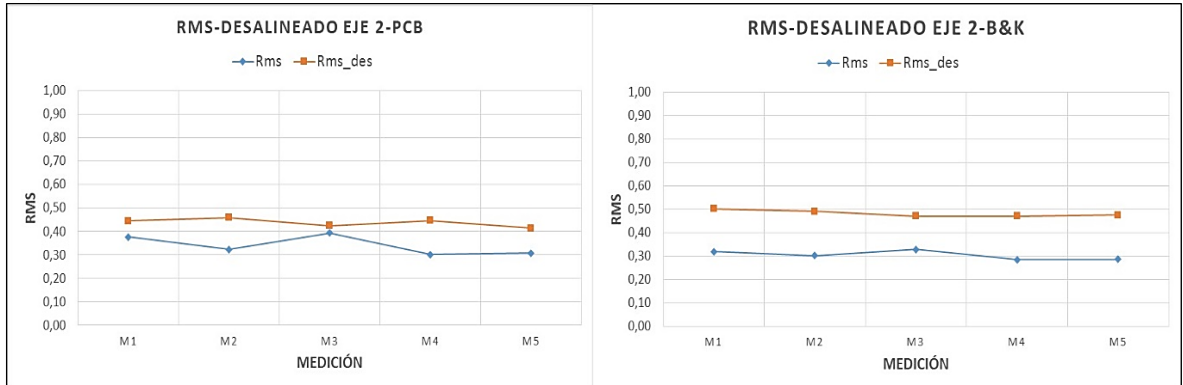


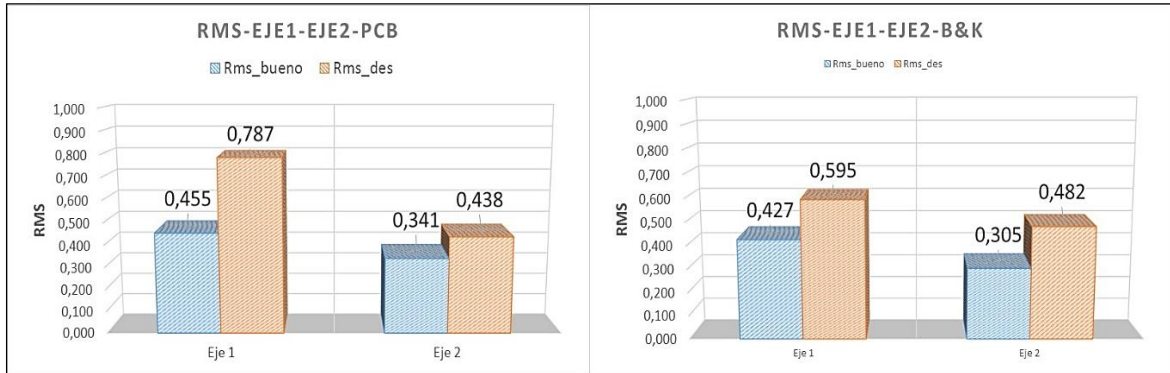
Figura 134. Eje 2 desalineado RMS



Haciendo un promedio de los valores de cada medición, se puede apreciar en que eje y en qué dirección, hay mayor incremento de la energía de vibración, con lo cual se puede identificar el punto de mejor medición para la detección de la falla utilizando el factor estadístico RMS.

Bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas experimentales, se puede afirmar que el mejor punto de medición para detectar la falla de desalineación, es el que se encuentra ubicado en el plano del eje1 en dirección radial (acelerómetro PCB), como se muestra en la Figura 135.

Figura 135. Mejor punto de medición RMS Para Desalineación



11.1.3.2 Estadístico Factor de Cresta (CF) Engranajes Desalineados

El factor de cresta refleja lo picuda de la señal de vibración, estos picos en las series de tiempo darán como resultado un incremento en el CF. Un valor superior al obtenido para una condición de buen estado, es usualmente asociado con problemas en la máquina. Este comportamiento es observado en su mayoría para las mediciones realizadas en dirección tangencial (acelerómetro B&k) para cada eje, aunque este mismo no es totalmente visible para las mediciones en dirección radial (acelerómetro PCB), a pesar de ello se puede establecer al factor de cresta como un estadístico representativo para la identificación de este tipo de fallas; el cual se considera que incrementa de forma no lineal (ver Figura 136 y Figura 137).

Figura 136. Eje 1 Desalineado Factor de Cresta.

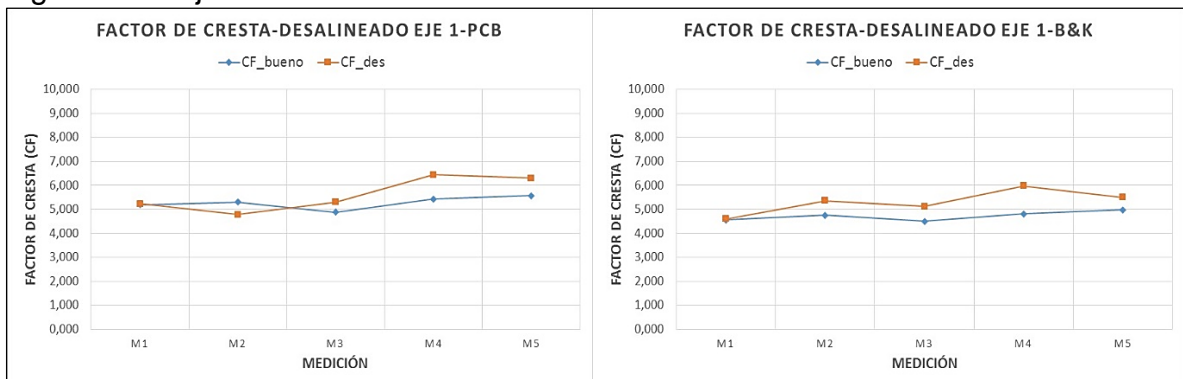
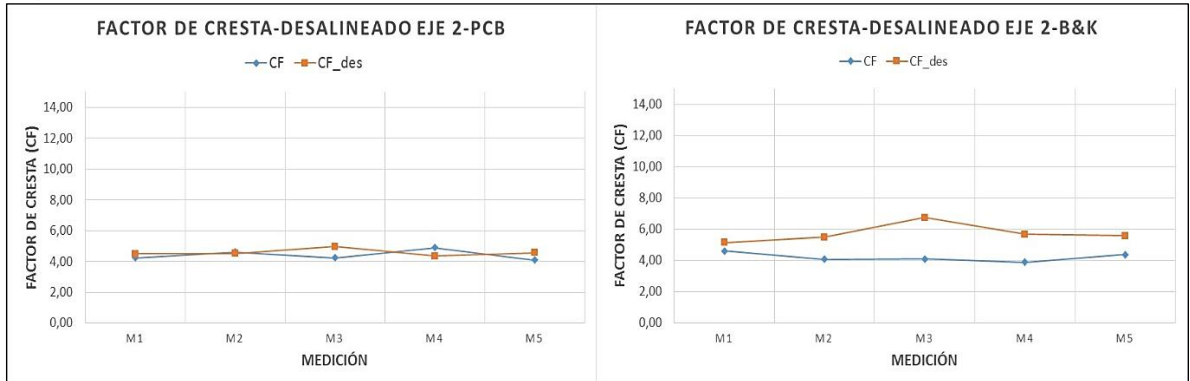


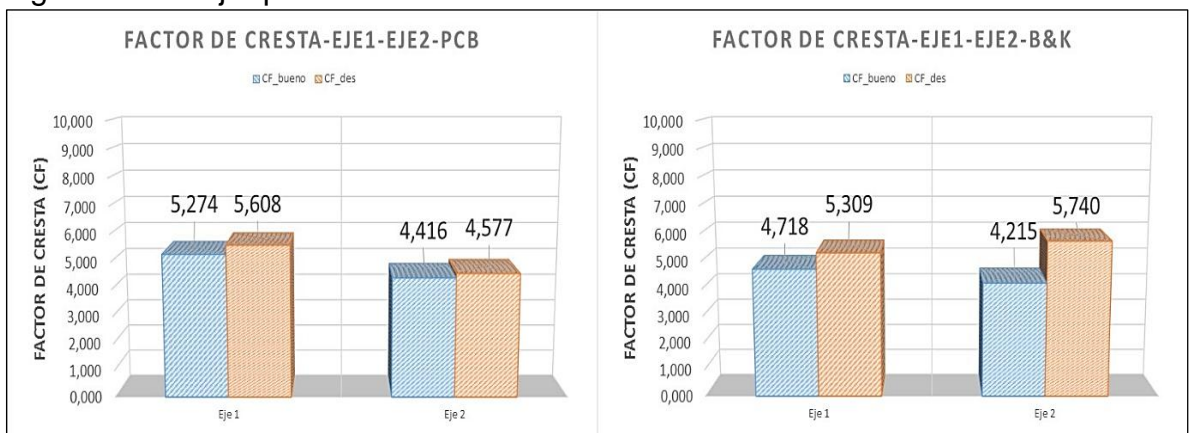
Figura 137. Eje 2 Desalineado Factor de Cresta.



De igual forma con las mediciones tomadas y los promedios de los valores de cada una de estas, se puede apreciar en que eje y en qué dirección, el factor de cresta refleja la señal más picuda, con el fin de identificar el punto de mejor medición para la detección de la falla utilizando este factor estadístico.

Bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas experimentales, se puede afirmar que el mejor punto de medición para detectar la falla de desalineación, es el que se encuentra ubicado en el plano del eje 2 en dirección tangencial (acelerómetro B&K), aunque igual se aprecia bastante en el plano del eje1 en dirección radial (acelerómetro PCB) (ver Figura 138).

Figura 138. Mejor punto de medición Factor de Cresta Para Desalineación.



11.1.3.3 Estadístico Kurtosis Engranajes Desalineados

Es un indicador de picos mayores en el conjunto de datos, esta característica tiene la ventaja que el valor calculado es independiente de las variaciones de carga y velocidad. En consecuencia el incremento de kurtosis se utiliza comúnmente como un parámetro para la detección de fallos de engranajes.

En la Figura 139 y Figura 140 se aprecia que las mediciones de kurtosis para la falla de desalineación, no siguen la tendencia de incremento esperada y que sus valores en gran medida no superan los medidos en engranajes buenos.

Figura 139. Eje 1 Desalineado Kurtosis.

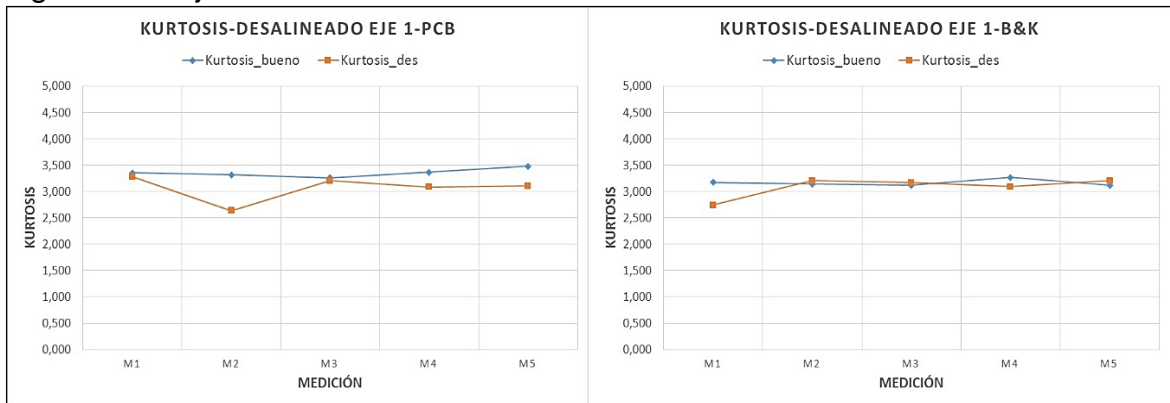
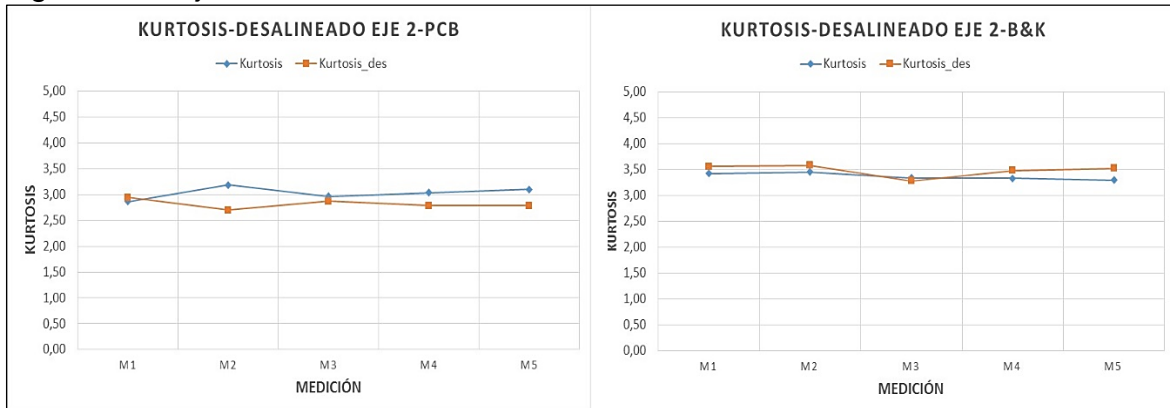
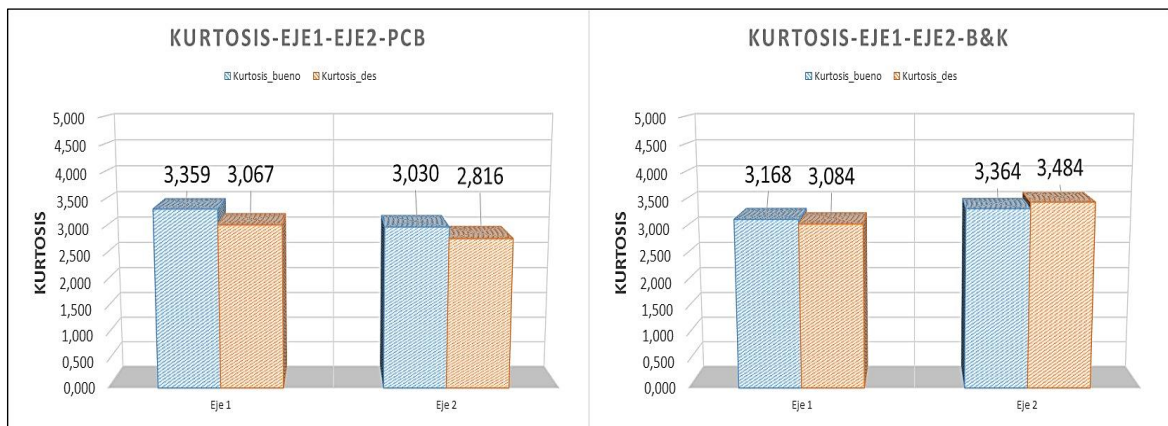


Figura 140. Eje 2 Desalineado Kurtosis.



Al calcular los promedios de las mediciones y realizar el análisis comparativo para conocer el punto de mejor medición y detectar específicamente esta falla por medio de este estadístico, se encuentra que no hay mucha significancia, sin embargo en el único punto que se aprecia el comportamiento esperado es en el eje 2 en dirección tangencial (acelerómetro B&K) (ver Figura 141).

Figura 141. Mejor punto de medición Kurtosis Para Desalineación.



11.1.4 Análisis Resultados Experimentales Engranaje Excéntrico

A partir de las 5 muestras de los datos obtenidos para el escenario de falla de engranaje excéntrico (El valor de la excentricidad es aproximadamente de 1.8 mm), se puede apreciar el comportamiento de los factores estadísticos RMS, Factor de Cresta Y kurtosis, frente a un par de engranajes en buen estado, dicho comportamiento es descrito a continuación:

11.1.4.1 Factor Estadístico RMS Engranaje Excéntrico

El RMS se relaciona con la energía de la señal y la presencia de defectos pueden ser detectados directamente por el aumento en la señal de vibración, esto se puede

apreciar, ya que para la medición en cada eje y en cada plano, el valor RMS de la falla Excéntrica supera al de los engranajes en buen estado, lo que quiere decir que la presencia de esta falla contiene mayor energía de vibración y puede ser detectada por el estadístico RMS (Ver Figura 142 y Figura 143).

Figura 142. Eje 1 Excéntrico RMS

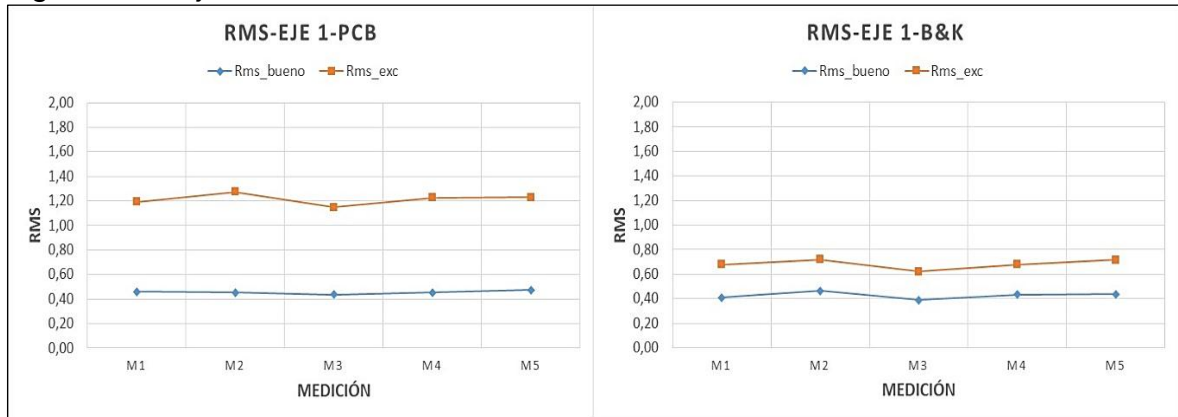
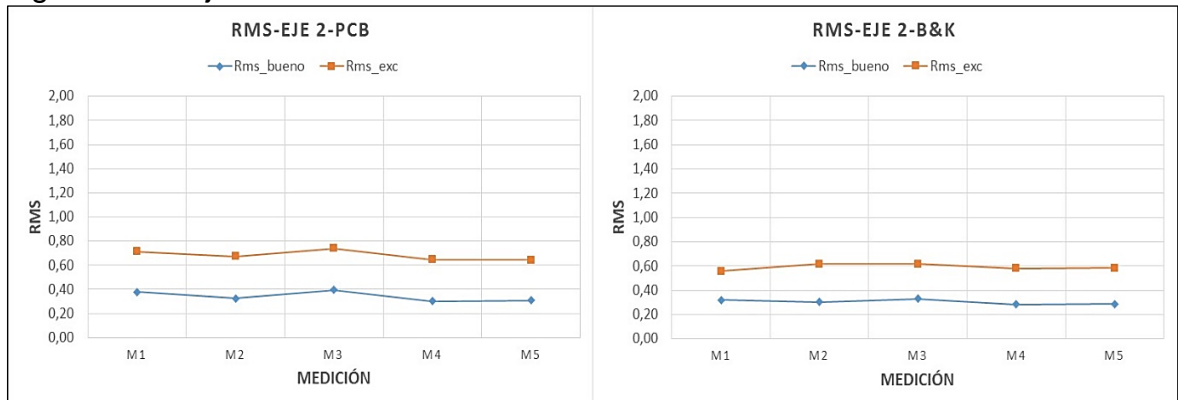


Figura 143. Eje 2 Excéntrico RMS

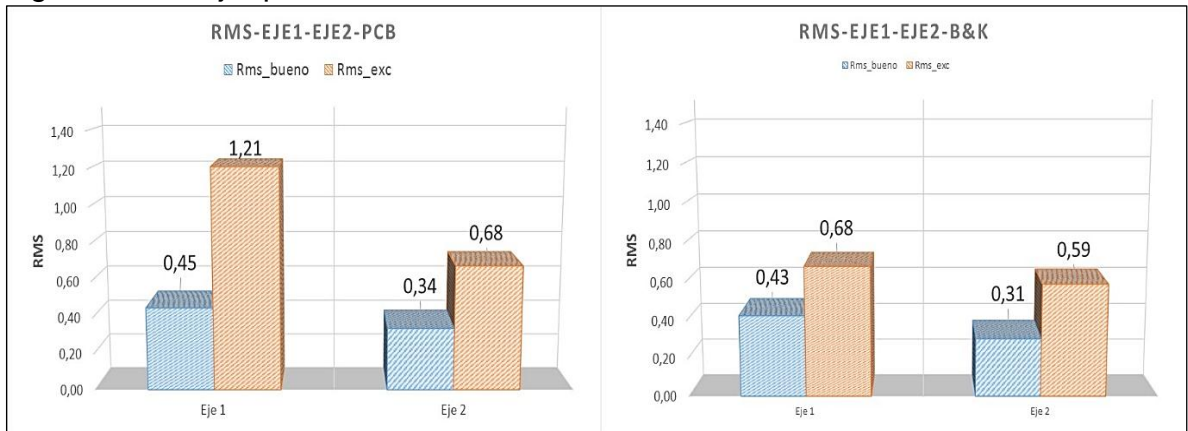


Haciendo un promedio de los valores de cada medición, se puede apreciar en que eje y en qué dirección hay mayor incremento de la energía de vibración, con lo cual

se puede identificar el punto de mejor medición para la detección de la falla de excentricidad utilizando el factor estadístico RMS.

Bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas experimentales, se puede afirmar que el mejor punto de medición para detectar específicamente el fallo de excentricidad, es el que se encuentra ubicado en el plano del eje1 en dirección radial (acelerómetro PCB) como se muestra en la Figura 144.

Figura 144. Mejor punto de medición RMS Para Excentricidad



11.1.4.2 Estadístico Factor de Cresta (CF) Engranaje Excéntrico

El factor de cresta refleja lo picuda de la señal de vibración, estos picos en las series de tiempo dan como resultado un incremento en el CF. Un valor superior al obtenido para una condición de buen estado, es usualmente asociado con problemas en la maquinaria. Este comportamiento es observado para todo los puntos de medición lo cual permite establecer al factor de cresta como un estadístico representativo para la identificación de este tipo de fallas; el cual se considera que incrementa de forma no lineal (Ver Figura 145 y Figura 146).

Figura 145. Eje 1 Excéntrico Factor de Cresta

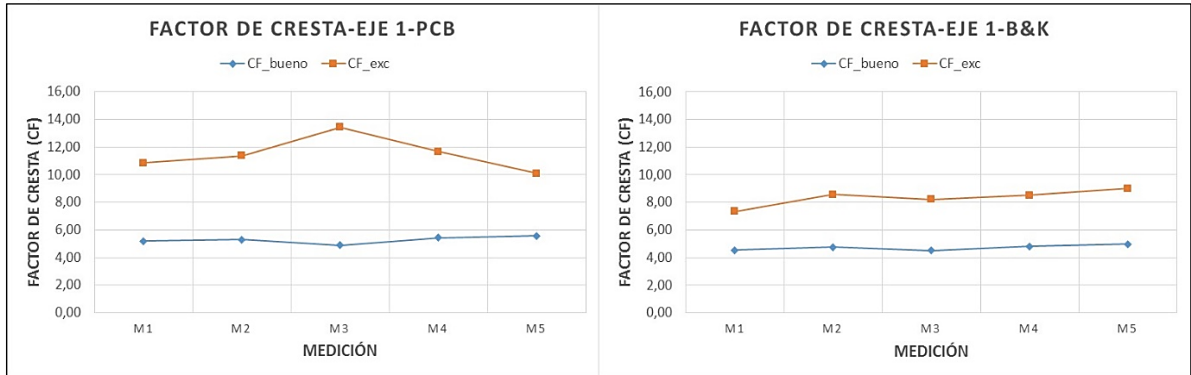
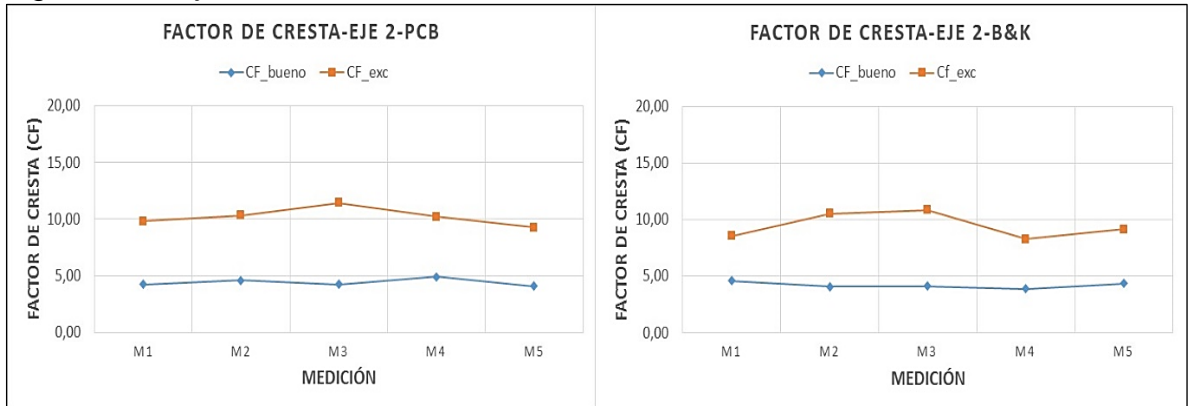


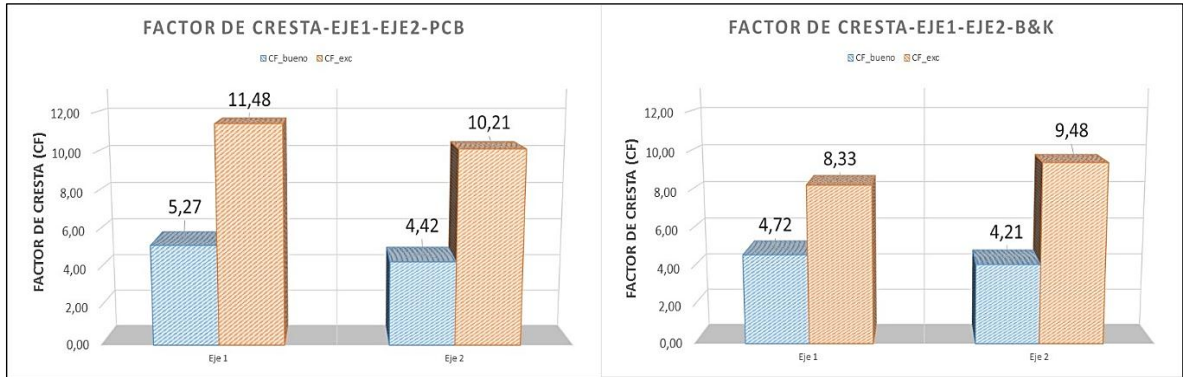
Figura 146. Eje 2 Excéntrico Factor de Cresta



Con las mediciones tomadas y los promedio de los valores de cada una de estas, se puede apreciar en que eje y en qué dirección el factor de cresta refleja la señal más picuda, con el fin de identificar el punto de mejor medición para la detección de la falla utilizando este factor estadístico.

Bajo las condiciones en las que se realiza las pruebas experimentales, se puede afirmar que el mejor punto de medición para detectar específicamente el fallo de excentricidad, es el que se encuentra ubicado en el plano del eje1 en dirección radial (acelerómetro PCB) como se muestra en la Figura 147.

Figura 147. Mejor punto de medición Factor de Cresta Para Excentricidad



11.1.4.3 Estadístico Kurtosis Engranaje Excéntrico

Es un indicador de picos mayores en el conjunto de datos, esta característica tiene la ventaja que el valor calculado es independiente de las variaciones de carga y velocidad. En consecuencia el incremento de kurtosis se utiliza comúnmente como un parámetro para la detección de fallos de engranajes.

En la Figura 148 y Figura 149 se aprecia que todas las mediciones de kurtosis para la falla de excentricidad superan el valor de kurtosis que tienen los engranajes en buen estado, esto permite establecer a este índice estadístico como un indicador que tiene la capacidad para diagnosticar una posible falla de este tipo.

Figura 148. Eje 1 Excéntrico Kurtosis

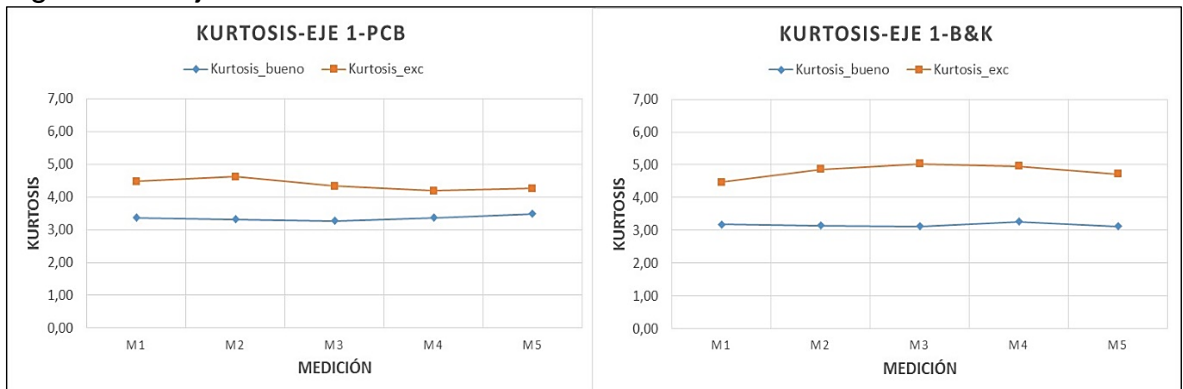
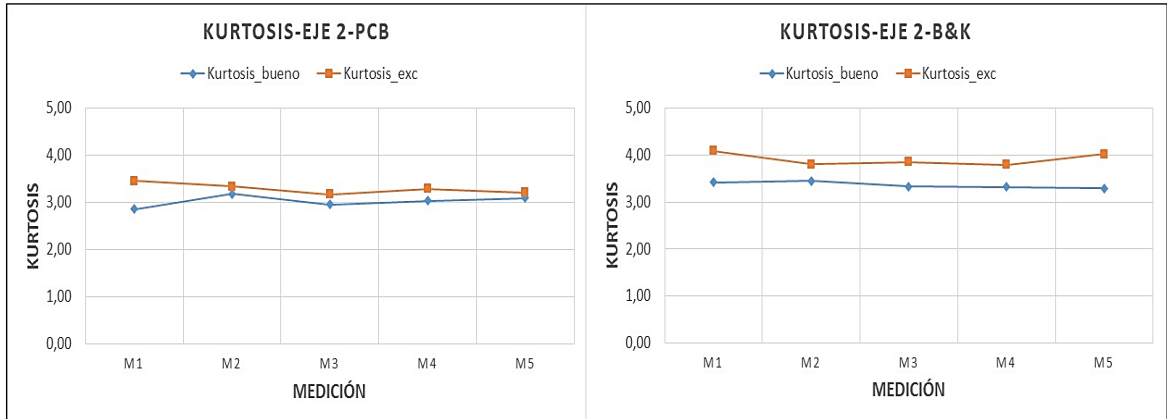
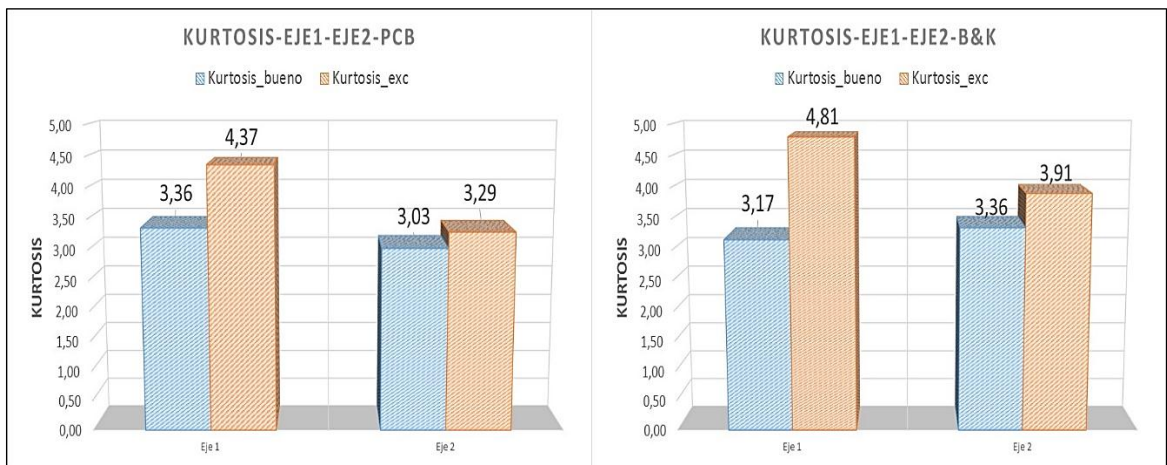


Figura 149. Eje 2 Excéntrico Kurtosis.



Al calcular los promedios de las mediciones y realizar el análisis comparativo para conocer el punto de mejor medición y detectar específicamente esta falla por medio de este estadístico, se encuentra que no hay mucha significancia, sin embargo en el único punto que se aprecia el comportamiento esperado es en el eje 2 dirección tangencial (acelerómetro B&K) (Ver Figura 150).

Figura 150. Mejor punto de medición Kurtosis Para Excentricidad



11.2 ANÁLISIS EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA.

El estudio del dominio de la frecuencia es una poderosa técnica para el análisis de vibraciones y es muy útil para diagnosticar los defectos de la maquinaria industrial, los valores obtenidos son aceptados como la condición del estado actual de la máquina.

La idea consiste en detectar una cantidad de componentes espectrales que se relacionan con armónicos de frecuencias específicas, y que están asociados de manera natural con la característica rotatoria de la máquina.

El resultado del análisis practicado al banco de pruebas de engranajes es mostrado a continuación, teniendo en cuenta que la medida del acelerómetro PCB es en dirección Radial y la del acelerómetro B&K es en dirección Tangencial:

11.2.1 Cálculo de la Frecuencia de Engranaje

Para realizar un correcto análisis e interpretación de la información, es necesario conocer las frecuencias propias de los engranajes y saber qué aparecen en el espectro independientemente del estado de estos, dichas frecuencias dependen de la velocidad de operación y del número de dientes del piñón (ver Tabla 7) y se conoce como frecuencia de paso de dientes (GMF: Gear Mesh Frequency), ésta se determina de la siguiente manera:

$$GMF = Z_{\text{piñon}} * RPM_{\text{piñon}} = Z_{\text{rueda}} * RPM_{\text{rueda}}$$

Tabla 7. Características de operación engranajes.

NOMBRE	VALOR
$Z_{\text{piñon}}$	23
$\text{RPM}_{\text{piñon}}$	850
$\text{Frecuencia}_{\text{piñon}} [Hz]$	14.1
Z_{rueda}	31
$\text{RPM}_{\text{rueda}}$	630.645
$\text{Frecuencia}_{\text{rueda}} [Hz]$	11

$$\text{GMF} = 23 * 850 = 19550 \text{ Rpm} \cong 326\text{Hz}$$

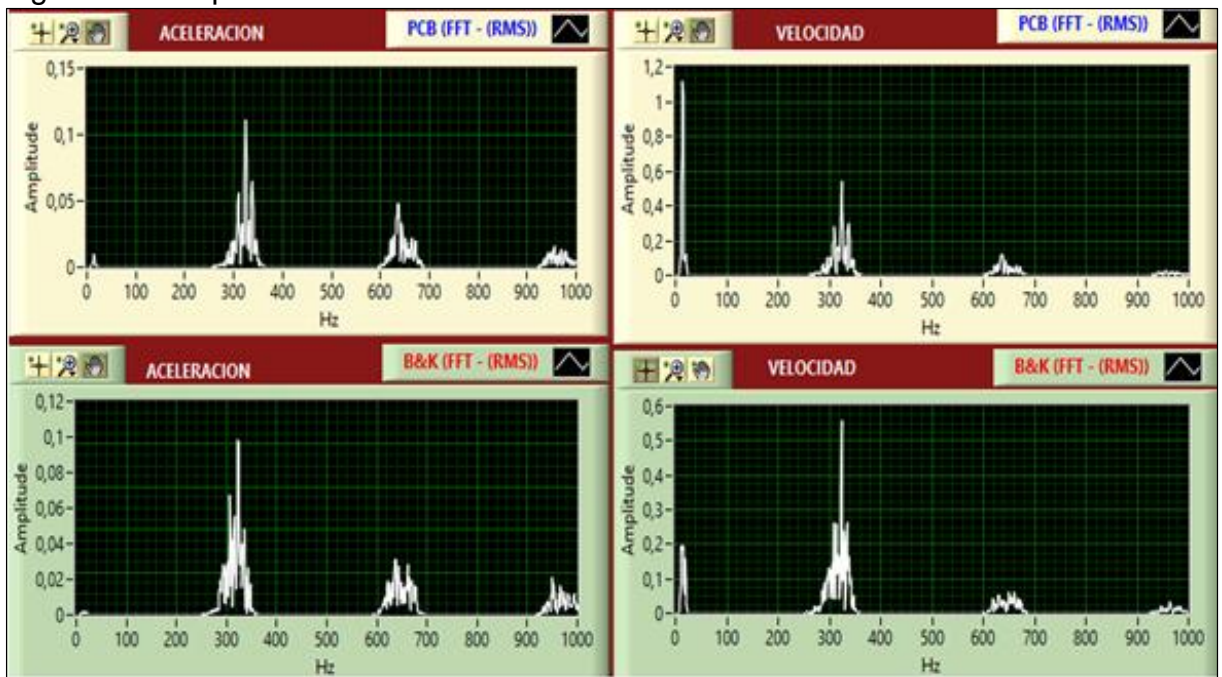
Para cumplir con el teorema de Nyquist, el cual dice que la frecuencia de muestreo debe ser superior a la frecuencia máxima esperada ($f_s > 2,56 * f_{\text{max}}$), los sensores empleados deben cubrir por lo menos hasta el tercer armónico de la frecuencia de engrane GMF, es decir un rango de frecuencia superior al $3 * \text{GMF} = 977.5 \text{ Hz}$, por lo cual se realiza el muestreo de la señal con la aplicación desarrollada en LabVIEW, a un rango de frecuencia de 12.5 KHz lo que permite incluir hasta los 12 armónicos de las frecuencias de las fallas.

Aunque la aplicación en LabVIEW está diseñada para obtener la señal en el dominio de la frecuencia en desplazamiento, velocidad y aceleración, las pruebas que se realizan solo se visualizan en aceleración y velocidad, ya que por razones de muestreo de la señal, estos dos parámetros son los que permiten resaltar de manera idónea las fallas.

11.2.2 Prueba Engranajes En Buen Estado:

Los espectros obtenidos en el plano de medición 1 para la condición de Engranajes en Buen Estado son mostrados en la Figura 151:

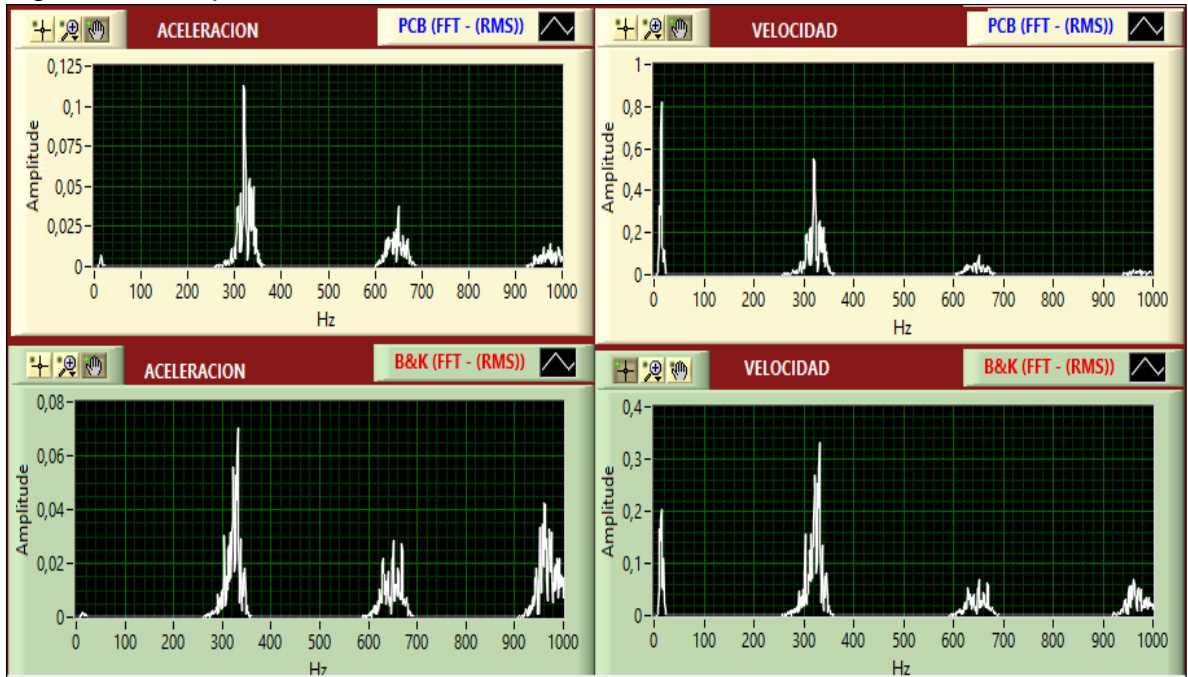
Figura 151. Espectros Plano de medición 1 Diente Bueno.



Al analizar los diferentes espectros obtenidos se observan las frecuencias de interés para los engranajes en estado normal, tal como lo indica la teoría aparecen las frecuencias propias de los engranajes (GMF) a 326 Hz, junto con las bandas laterales y los armónicos a $2 \times \text{GMF}$ y $3 \times \text{GMF}$, además el espectro de velocidad permite detectar la presencia de armónicos a $1 \times \text{RPM}$ del piñón y el engranaje; al detallar los valores de amplitud se observa que tanto en aceleración como en velocidad, el sensor PCB (dirección radial) detecta mayor energía de vibración que el sensor B&K (dirección tangencial), por lo que se puede afirmar que bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas experimentales la mejor dirección de medición es la Radial para el plano 1.

Los espectros obtenidos en el plano de medición 2 para la condición de Engranajes en Buen Estado son mostrados en la Figura 152:

Figura 152. Espectros Plano de medición 2 Diente Bueno.



Los espectros para el plano de medición 2, permiten apreciar las frecuencias de engrane (GMF) a 326 Hz y sus respectivos armónicos a $2 \times \text{GMF}$ y $3 \times \text{GMF}$, el espectro de velocidad permite detectar la presencia de armónicos a $1 \times \text{RPM}$ del piñón y el engranaje; dado que los valores de amplitud son mayores en el sensor PCB (dirección radial) se puede afirmar que bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas experimentales la mejor dirección de medición es la Radial para el plano 2.

Diagnóstico Analizador Fluke 810 para Engranajes en Buen Estado

Para obtener un diagnóstico de un equipo especializado se hace uso del Analizador de Vibraciones Fluke 810, con la configuración realizada para el banco de pruebas de engranajes rectos mostrado en la Figura 153.

Figura 153. Detalles configuración del banco en el analizador Fluke 810

Configuración de máquina : B.ENGRANAJES R.	
Campo configuración	Entrada
Tipo de motor	CC
Velocidad en RPM	850
Kw nominales	1.5
Motor instalado	Horizontal
El motor tiene	Rodamiento
Motor desacoplado del tren de accionamiento	No
Motor con acoplamiento compacto	No
Acoplamiento entre el motor y el siguiente componente	Sí
Siguiente componente	Caja cambios
Tipo de soporte de la caja de cambios	Rodamiento
Nº de cambios de velocidad internos en la caja de cambios	1
¿Qué se conoce?	Nº dientes engrana
Nº de dientes del engranaje 1	23
Nº de dientes del engranaje 2	31
Hay un acop. flexi. entre la caja engrana. y el siguiente compo.	No
Siguiente componente al que la caja de cambios está unida	Eje

Fuente: Analizador de Vibraciones Fluke 810

El diagnóstico final dado por el analizador de vibraciones Fluke 810 es el que se muestra en la Figura 154.

Figura 154. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranajes en Buen estado.

Descripción del fallo	Gravedad del fallo	Índice de gravedad	Escala de gravedad
Desgaste En Cojinete De Extremo Salida Del Eje	Baja	24/100	
Desgaste En Cojinete En Extremo Libre Del Motor	Baja	19/100	
Holgura En Cojinete En Extremo Libre Del Motor	Baja	6/100	

Fuente: Analizador de Vibraciones Fluke 810

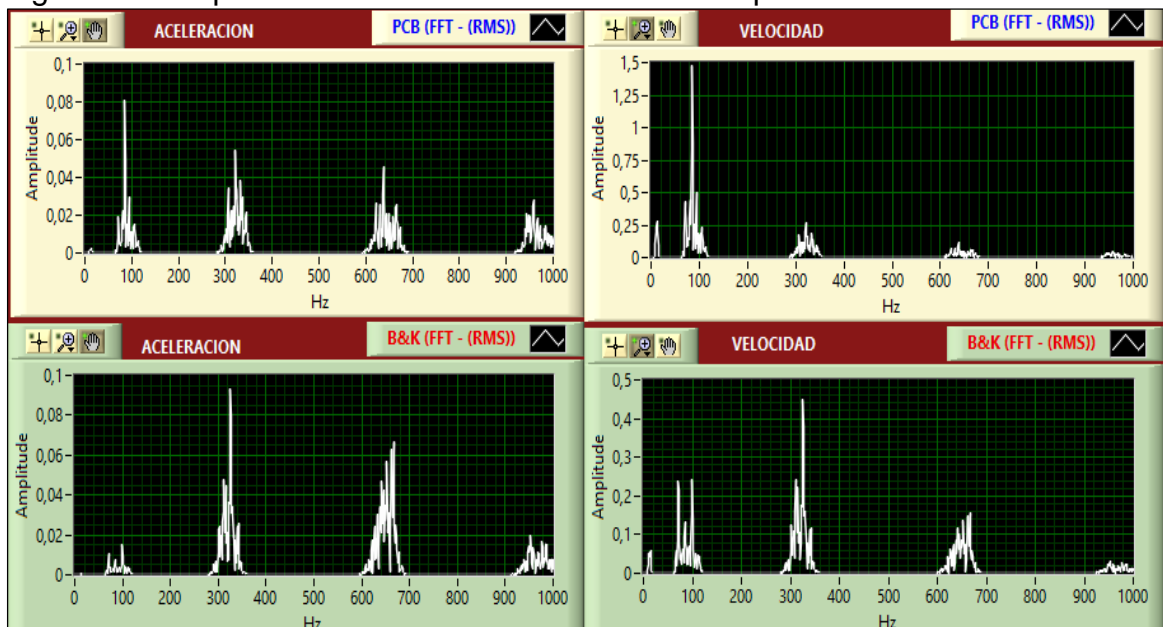
El resultado del diagnóstico para la prueba de engranajes en buen estado, No revela ningún problema relativo a algún escenario de falla por engranajes, lo cual es un indicativo del correcto funcionamiento del banco en relación a este caso de estudio, sin embargo, se aprecia una descripción por desgaste en los cojinetes de baja gravedad, información que debe ser tomada en cuenta como ayuda para identificar y priorizar los problemas mecánicos, pero antes de tomar una decisión se debe recordar que el analizador de vibraciones, es un complemento para la formación del propio juicio basándose en el conocimiento de la máquina, en todo caso se debe recordar que es un tema complejo hacer el control del 100% de las fallas, aún más cuando se trata de un equipo netamente académico construido por los autores del proyecto, sin tener los altos estándar de calidad utilizados a nivel industrial.

11.2.3 Prueba Engranajes Con Diente Roto

11.2.3.1 Diente Roto Con Falla Incipiente

Los espectros obtenidos en el plano de medición 1 para la condición de Engranajes con Falla Incipiente son mostrados en la Figura 155:

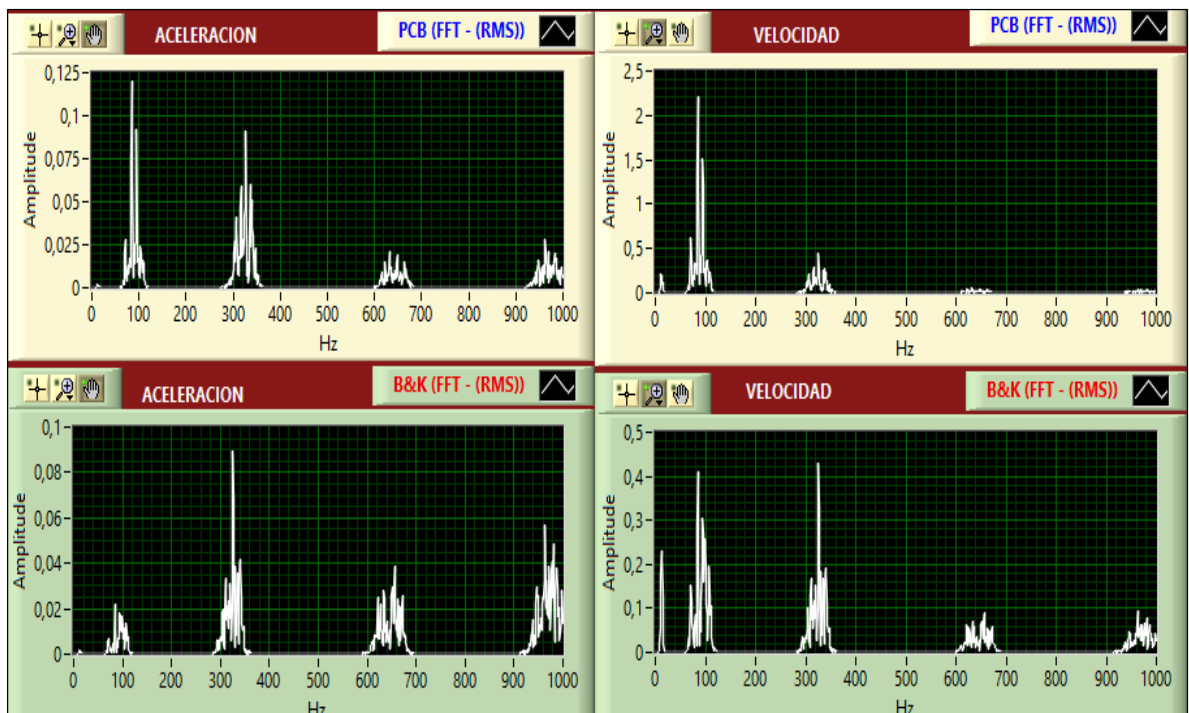
Figura 155. Espectros Plano de medición 1 Falla Incipiente.



En los espectros de falla incipiente se observan las frecuencias propias de los engranajes (GMF) y los armónicos a $2xGMF$ y $3xGMF$, pero no hay un cambio significativo en amplitud respecto a los valores obtenidos para los engranajes en buen estado, además se detecta la presencia de la frecuencia de resonancia del engranaje con un valor cercano a 100 Hz, lo cual coincide con el valor obtenido en la prueba experimental de frecuencia realizada con el test de impacto en la sección 7.1.4; los espectros de velocidad permiten apreciar los picos correspondientes a $1xRPM$ del piñón y el engranaje, como también determinar que el sensor PCB detecta mayor energía de vibración que el sensor B&K, por lo que se puede afirmar que bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas experimentales la mejor dirección de medición es la Radial para el plano 1.

Los espectros obtenidos en el plano de medición 2 para la condición de Engranajes con Falla Incipiente son mostrados en la Figura 156:



Figura 156. Espectros Plano de medición 2 Falla Incipiente.



En cada uno espectros se observa la excitación de la frecuencia de resonancia del engranaje con un valor cercano a 100 Hz, así como las frecuencias propias de los engranajes (GMF) y los armónicos a 2xGMF y 3xGMF; los valores de amplitud para el sensor B&K en aceleración y velocidad se encuentran por debajo de las medidas hechas por el sensor PCB, lo cual permite afirmar que bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas experimentales la mejor dirección de medición es la Radial para el plano 2.

Diagnóstico Analizador de Vibraciones Fluke 810 para Engranaje con falla Incipiente: El diagnóstico es mostrado en la Figura 157

Figura 157. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranajes con falla Incipiente

Descripción del fallo	Gravedad del fallo	Índice de gravedad	Escala de gravedad
Desgaste En Cojinete De Extremo Salida Del Eje	Moderada	28/100	
Holgura Eje Entrada Caja Cambios O Posible Daño Piñón	Baja	23/100	
Holgura En Extremo Salida Del Eje	Baja	10/100	

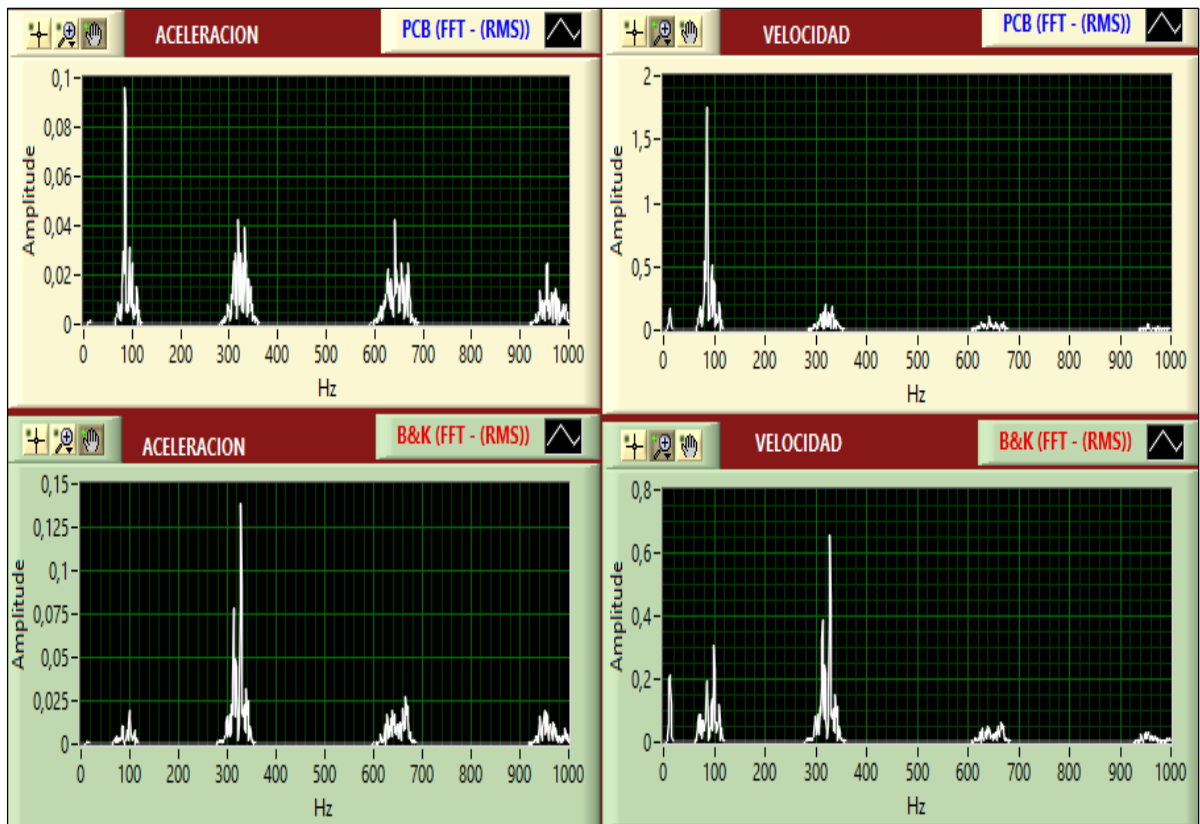
Fuente: Analizador de Vibraciones Fluke 810

En el resultado del diagnóstico se genera una descripción de Posible Daño de Piñón en baja gravedad, lo cual indica que evidentemente existe un problema relativo al escenario de falla por engranaje incipiente y concuerda con la experimentación realizada; las demás descripciones de falla diferentes de algún escenario de daño por engranajes, es información que debe ser tomada en cuenta como ayuda para identificar y priorizar los problemas mecánicos, basados en el criterio de cada uno y en el conocimiento de la máquina.

11.2.3.2 Diente Roto Con Falla Intermedia

Los espectros obtenidos en el plano de medición 1 para la condición de Engranajes con Falla Intermedia son mostrados en la Figura 158:

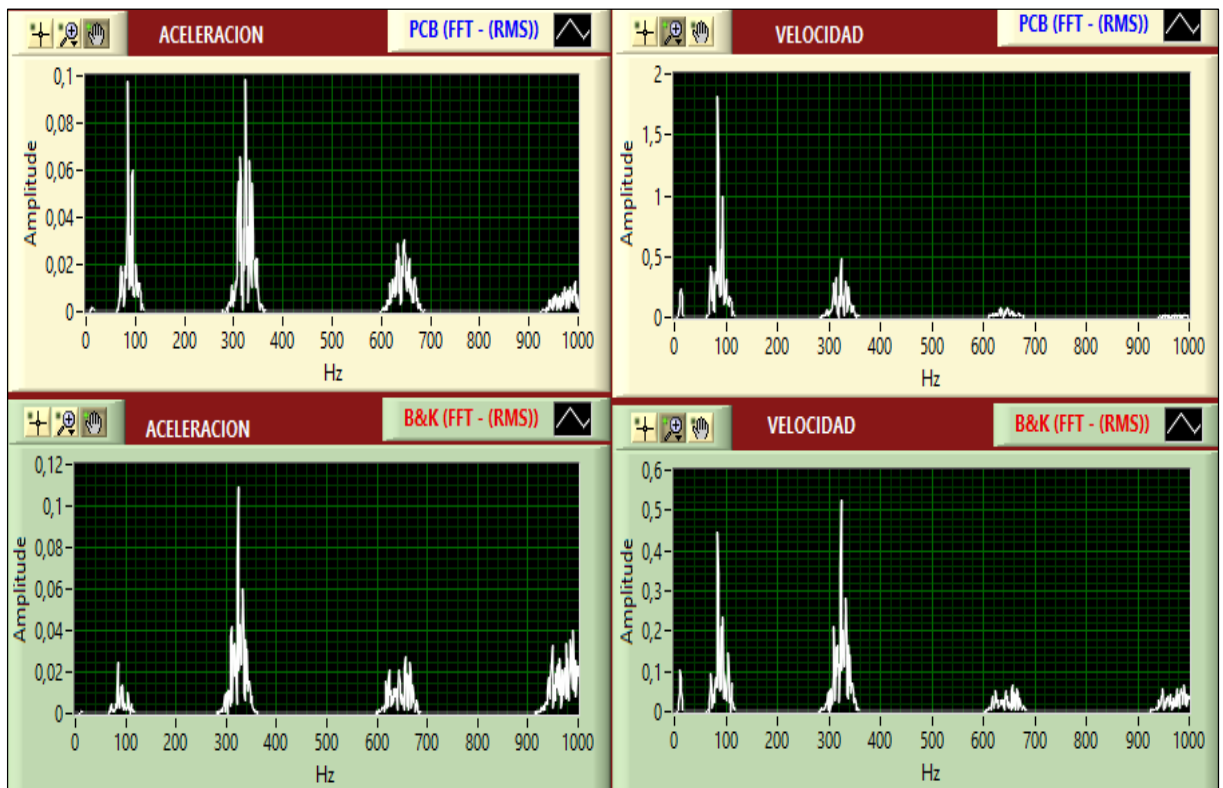
Figura 158. Espectros Plano de medición 1 Falla Intermedia



En los espectros de falla intermedia se observan las frecuencias propias de los engranajes (GMF) y los armónicos a $2xGMF$ y $3xGMF$, con un cambio significativo en amplitud respecto a los valores obtenidos para los engranajes de falla incipiente, pero no mayor a los valores de los engranajes en buen estado, también se detecta la presencia de la frecuencia de resonancia del engranaje con un valor cercano a 100 Hz con pequeñas bandas laterales alrededor de esta.

Los espectros obtenidos en el plano de medición 2 para la condición de Engranajes con Falla Intermedia son mostrados en la Figura 159:

Figura 159. Espectros Plano de medición 2 Falla Intermedia



Para este plano de medición se observan las frecuencias propias de los engranajes (GMF) y los armónicos a $2xGMF$ y $3xGMF$, con un cambio significativo en amplitud respecto a los valores obtenidos para los engranajes de falla incipiente, pero no mayor a los valores de los engranajes en buen estado, también se detecta la presencia de la frecuencia de resonancia del engranaje con un valor cercano a 100 Hz con pequeñas bandas laterales alrededor de esta; los espectros de velocidad permiten apreciar que el sensor PCB detecta mayor energía de vibración que el sensor B&K, por lo que se puede afirmar que bajo las condiciones en las que se

realizan las pruebas experimentales la mejor dirección de medición es la Radial para el plano 2.

Diagnóstico Analizador de Vibraciones Fluke 810 para Engranaje con falla Intermedia: El diagnóstico es mostrado en la Figura 160

Figura 160. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranajes con falla Intermedia

Descripción del fallo	Gravedad del fallo	Índice de gravedad	Escala de gravedad
Holgura Eje Entrada Caja Cambios O Posible Daño Piñón	Moderada	32/100	
Desgaste De Un Rodamiento En La Caja De Cambios	Moderada	29/100	
Holgura En Cojinete En Extremo Libre Del Motor	Baja	1/100	

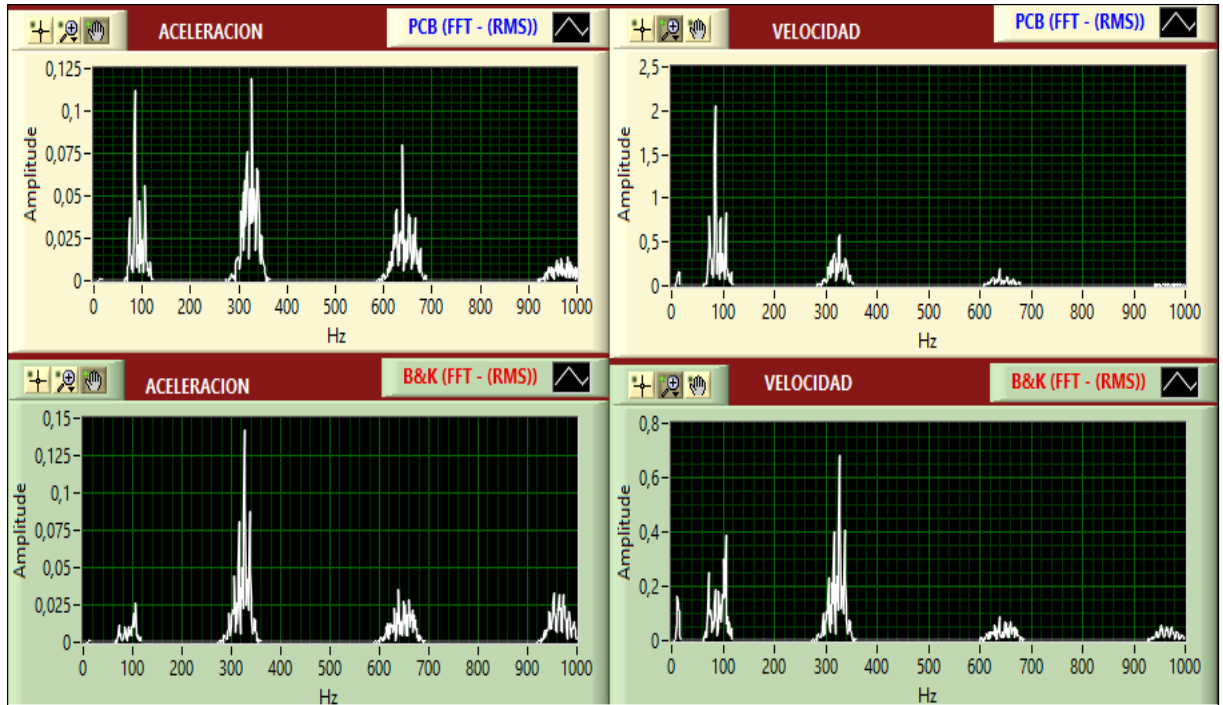
Fuente: Analizador de Vibraciones Fluke 810

En el resultado del diagnóstico se genera una descripción de Posible Daño de Piñón de gravedad moderada, lo cual indica que evidentemente existe un problema relativo al escenario de falla por engranaje intermedio y concuerda con la experimentación realizada, el nivel moderado indica la evolución de la falla respecto a las pruebas para engranaje incipiente; las demás descripciones de falla diferentes de algún escenario de daño por engranajes, es información que debe ser tomada en cuenta como ayuda para identificar y priorizar los problemas mecánicos, basados en el criterio de cada uno y en el conocimiento de la máquina.

11.2.3.3 Diente Roto Con Falla Grave

Los espectros obtenidos en el plano de medición 1 para la condición de Engranajes con Falla Grave son mostrados en la Figura 161:

Figura 161. Espectros Plano de medición 1 Falla Grave

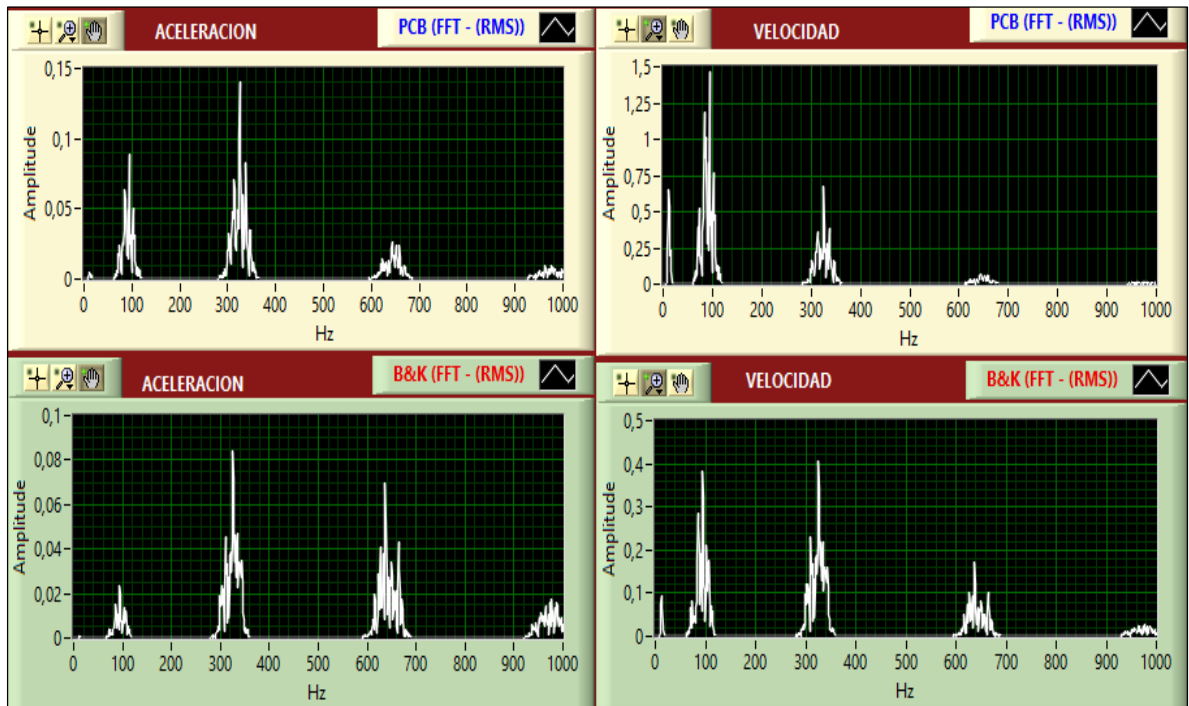


En los espectros de falla grave se observan las frecuencias propias de los engranajes (GMF) y los armónicos a $2xGMF$ y $3xGMF$, con un cambio significativo en amplitud respecto a los valores obtenidos para los engranajes en buen estado, de falla incipiente e intermedia, lo que es un indicativo del aumento en la energía de la vibración cuando se trabaja con este tipo de falla; también se detecta la presencia de la frecuencia de resonancia del engranaje con un valor cercano a 100 Hz con pequeñas bandas laterales alrededor de esta; los espectros de velocidad permiten apreciar que la energía de vibración detectada por el sensor PCB es mayor que la captada por el sensor B&K, por lo que se puede afirmar que bajo las condiciones en

las que se realizan las pruebas experimentales la mejor dirección de medición es la Radial para el plano 1.

Los espectros obtenidos en el plano de medición 2 para la condición de Engranajes con Falla Grave son mostrados en la Figura 162:

Figura 162. Espectros Plano de medición 2 Falla Grave



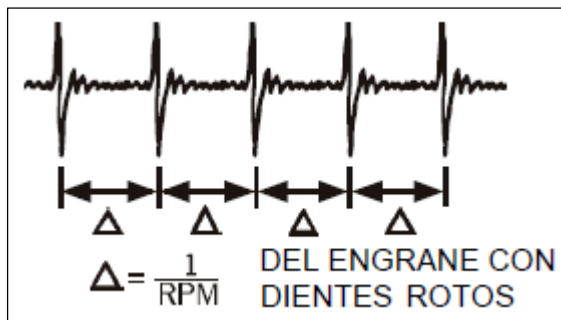
Los espectros permiten observar las frecuencias propias de los engranajes (GMF), los armónicos a $2xGMF$ y $3xGMF$ junto con bandas laterales espaciadas a la frecuencia del engranaje con diente roto, los niveles de amplitud son mayores que los valores obtenidos para los engranajes en buen estado, de falla incipiente e intermedia en este mismo plano, lo que indica un mayor contenido en la energía de la vibración cuando se trabaja con este tipo de falla; también se detecta la presencia de la frecuencia de resonancia del engranaje con un valor cercano a 100 Hz con pequeñas bandas laterales alrededor de esta; los espectros de velocidad permiten

apreciar que la energía de vibración detectada por el sensor PCB es mayor que la captada por el sensor B&K, por lo que se puede afirmar que bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas experimentales la mejor dirección de medición es la Radial para el plano 2.

Tiempo de formación de la onda

Para la condición de engranaje con diente roto, se aprecia en la forma de onda de tiempo (ver Figura 163 y Figura 164), un pico pronunciado cada vez que el diente con el problema hace contacto con los dientes del engranaje complementario. El tiempo entre los impactos (Δ) corresponde a $1 / \text{velocidad del engranaje con el diente roto [Hz]}$.

Figura 163. Tiempo de formación de la onda.

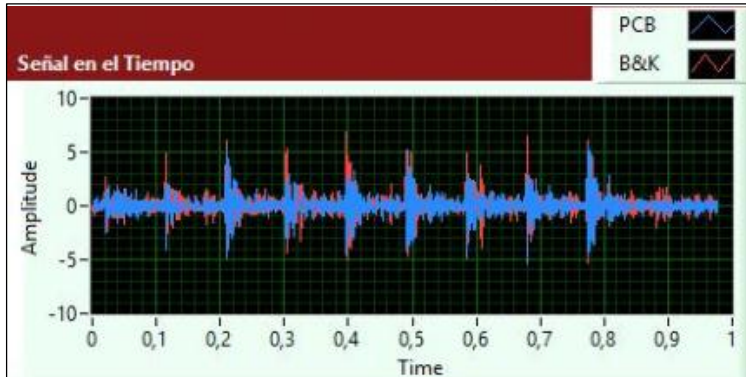


Fuente: Carta De Charlotte

Para el caso de estudio, el engranaje con el diente roto está montado sobre el eje de salida, el cual tiene una velocidad de rotación de 630.65 RPM \approx 11 Hz, de manera que:

$$\Delta = \frac{1}{\text{Veloc. Eje 2 [Hz]}} = \frac{1}{11} = 0.0909 \text{ [s]}$$

Figura 164. Señal en el tiempo Engranaje con Diente roto y Falla grave



Tomando 0.4 [s] como punto de referencia en la línea del tiempo y adicionando $\Delta \approx 0.0909$ [s], se tiene que el siguiente pico pronunciado ocurre en 0.4909 [s], tal como se puede apreciar en la gráfica anterior, otro factor a destacar es un valor en amplitud de 5 o superior, el cual cumple con: “Las amplitudes de los Picos de Impacto en la forma de onda, son normalmente 10 a 20 veces más altos que aquéllos a 1X RPM en el espectro.”⁷, por lo que es posible ratificar la información documentada en la teoría, acerca del tiempo de formación de la onda cuando se tienen escenarios de falla por diente roto.

Diagnóstico Analizador Fluke 810 para Engranaje con falla Grave: El diagnóstico es mostrado en la Figura 165

Figura 165. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranajes con falla grave

Descripción del fallo	Gravedad del fallo	Índice de gravedad	Escala de gravedad
Holgura Eje Entrada Caja Cambios O Posible Daño Piñón	Seria	54/100	
Desgaste De Un Rodamiento En La Caja De Cambios	Moderada	42/100	
Holgura En Extemo Entrada Del Eje	Moderada	35/100	
Holgura En Extremo Salida Del Eje	Moderada	33/100	

Fuente: Analizador de Vibraciones Fluke 810

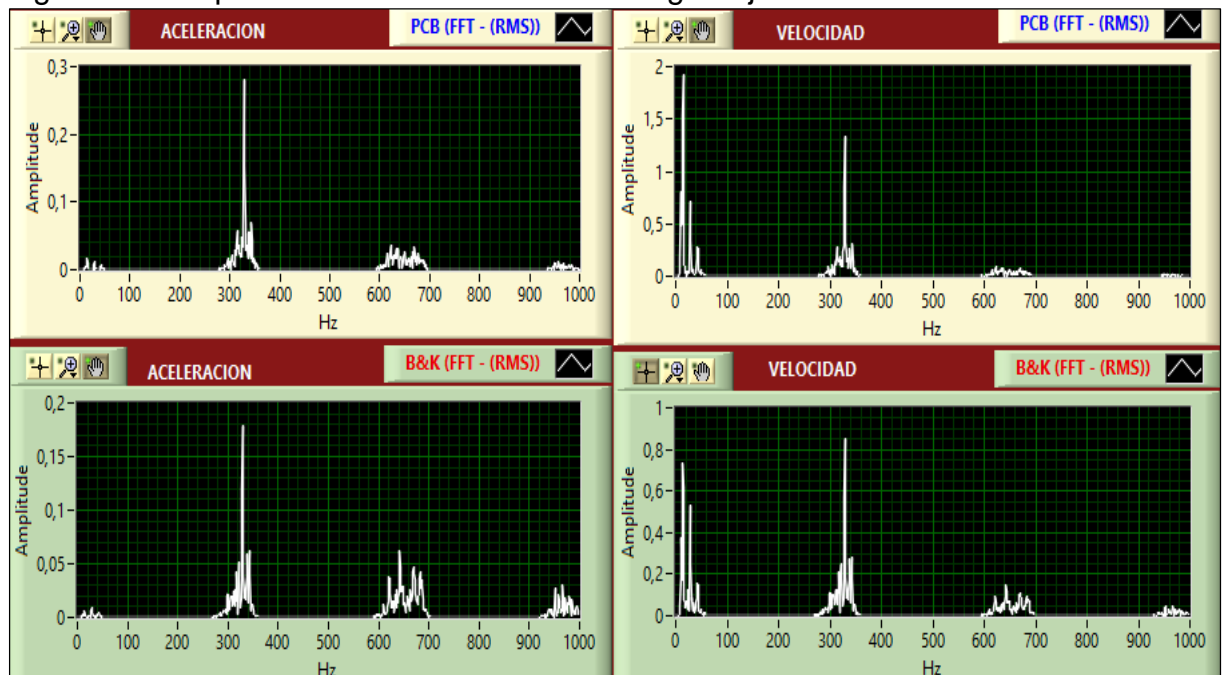
⁷ Tabla 1, lista ilustrada de diagnóstico de vibraciones, falla engranajes diente roto – carta de charlotte

En el resultado del diagnóstico se genera una descripción de Posible Daño de Piñón de gravedad seria, lo cual indica que evidentemente existe un problema relativo al escenario de falla por engranaje grave y concuerda con la experimentación realizada, el nivel grave indica la evolución de la falla respecto a las pruebas para engranaje incipiente e intermedio; las demás descripciones de falla diferentes de algún escenario de daño por engranajes, es información que debe ser tomada en cuenta como ayuda para identificar y priorizar los problemas mecánicos, basados en el criterio de cada uno y en el conocimiento de la máquina.

11.2.4 Prueba Engranaje Desalineado

Los espectros obtenidos en el plano de medición 1 para la condición de Engranajes Desalineados 5 mm son mostrados en la Figura 166:

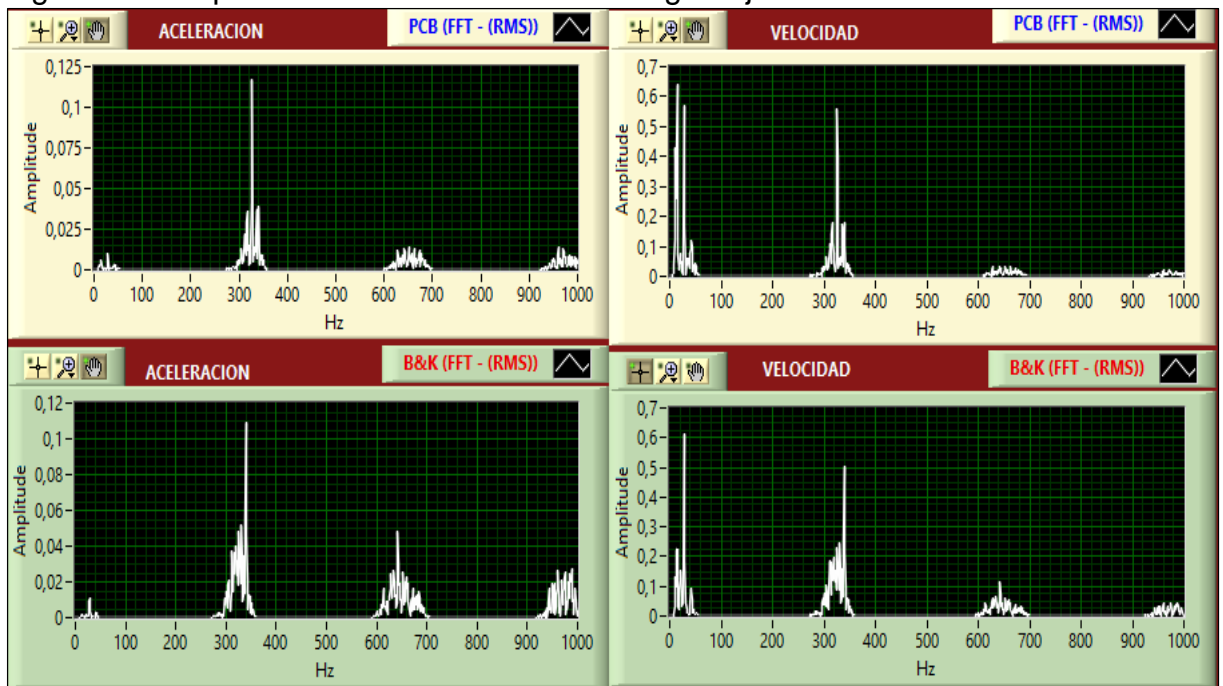
Figura 166. Espectros Plano de medición 1 Engranaje Desalineado



En los espectros se observa un aumento en la amplitud del GMF y 2xGMF, con respecto a las pruebas realizadas para los engranajes en buen estado, incipiente e intermedio, lo que indica un aumento en la energía de la vibración cuando se trabaja con este tipo de falla; en el espectro de velocidad se aprecian con más claridad los armónicos de la velocidad de giro de cada eje en 2x y 3x Rpm, de acuerdo a la información obtenida se aprecia que la energía de vibración detectada por el sensor PCB es mayor que la captada por el sensor B&K, por lo que se puede afirmar que bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas experimentales la mejor dirección de medición es la Radial para el plano 1.

Los espectros obtenidos en el plano de medición 2 para la condición de Engranajes Desalineados 5 mm son mostrados en la Figura 167:

Figura 167. Espectros Plano de medición 2 Engranaje Desalineado



En los espectros se observa un aumento en la amplitud del GMF y 2xGMF para el sensor B&K, con respecto a las pruebas realizadas para los engranajes en buen estado, lo que indica un aumento en la energía de la vibración en esa dirección

cuando se trabaja con este tipo de falla; en el espectro de velocidad se aprecian con más claridad los armónicos de la velocidad de giro de cada eje en 2x y 3x Rpm.

Diagnóstico Analizador de Vibraciones Fluke 810 para Engranaje Desalineado:

El diagnóstico es mostrado en la Figura 168

Figura 168. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranaje desalineado

Descripción del fallo	Gravedad del fallo	Índice de gravedad	Escala de gravedad
Holgura Eje Entrada Caja Cambios O Posible Daño Piñón	Moderada	47/100	
Fallo No Estándar Detectado	Moderada	32/100	
Desgaste En Cojinete En Extremo Libre Del Motor	Baja	22/100	

Fuente: Analizador de Vibraciones Fluke 810

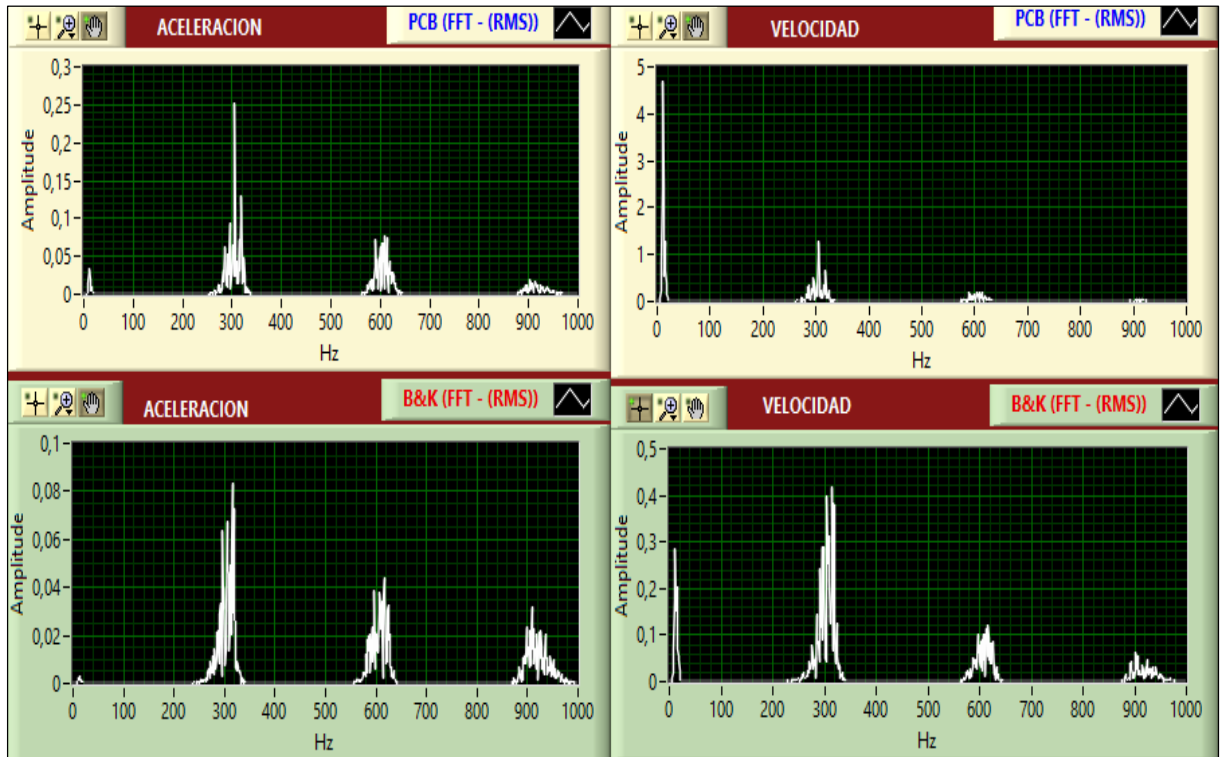
En el resultado del diagnóstico se genera una descripción de Posible Daño de Piñón de gravedad moderada, lo cual indica la existencia de un problema en los engranajes y de un comportamiento anormal del banco, más no es un indicador exacto de la falla en cuestión; las demás descripciones de falla diferentes de algún escenario de daño por engranajes, es información que debe ser tomada en cuenta como ayuda para identificar y priorizar los problemas mecánicos, basados en el criterio de cada uno y en el conocimiento de la máquina.

11.2.5 Prueba Engranaje Excéntrico

Debido a la excentricidad presente en el engranaje existe una pérdida de transmisión del movimiento, por lo que la velocidad de operación se reduce a 800 rpm en el eje de entrada.

Los espectros obtenidos en el plano de medición 1 para la condición de Engranaje Excéntrico 1.8 mm son mostrados en la Figura 169:

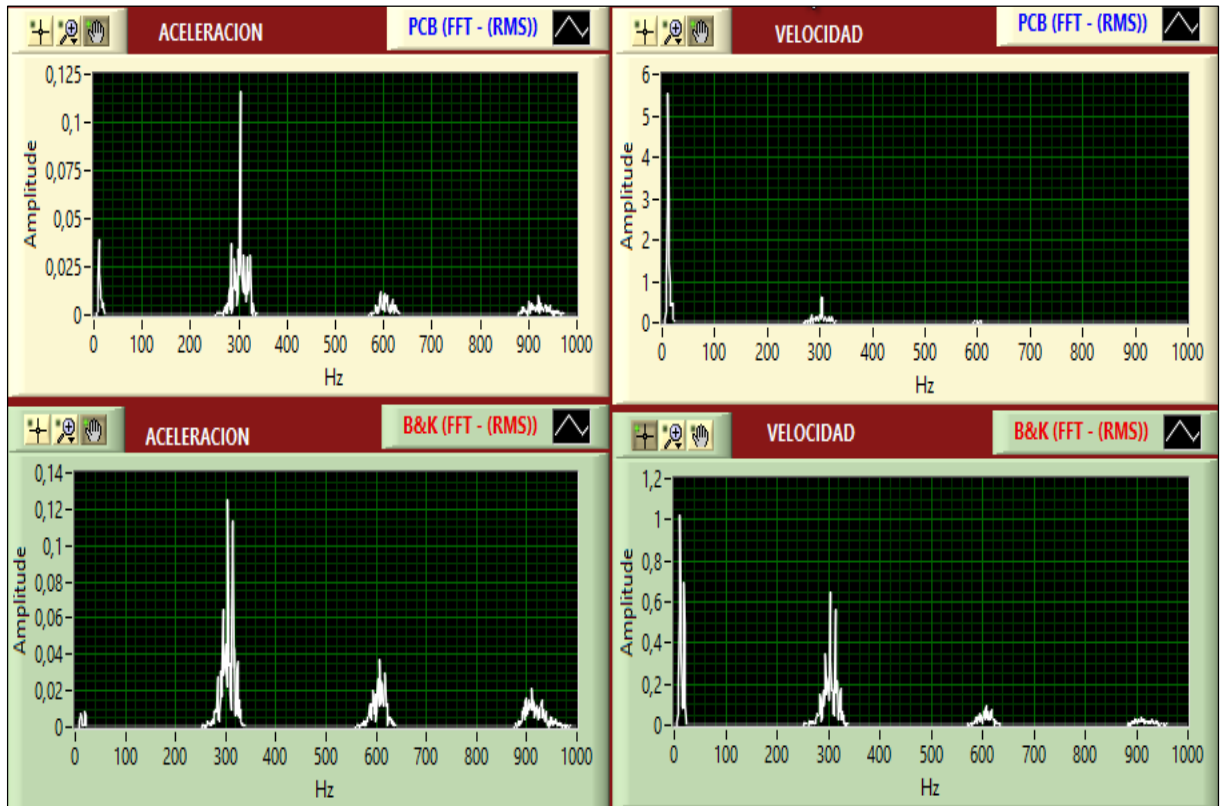
Figura 169. Espectros Plano de medición 1 Engranaje Excéntrico



En los espectros se observa un aumento en la amplitud del GMF, 2xGMF y 3xGMF, con respecto a las pruebas realizadas para los engranajes en buen estado, lo que indica un aumento en la energía de la vibración cuando se trabaja con este tipo de falla; en el espectro de velocidad se aprecia un aumento de la amplitud en 1xRpm del engranaje de salida, de acuerdo a la información obtenida se aprecia que la energía de vibración detectada por el sensor PCB es mayor que la captada por el sensor B&K, por lo que se puede afirmar que bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas experimentales la mejor dirección de medición es la Radial para el plano 1.

Los espectros obtenidos en el plano de medición 2 para la condición de Engranaje Excéntrico 1.8 mm son mostrados en la Figura 170:

Figura 170. Espectros Plano de medición 2 Engranaje Excéntrico



En los espectros se observa un aumento en la amplitud del GMF, 2xGMF y 3xGMF, con respecto a las pruebas de los engranajes en buen estado, en el espectro de velocidad se aprecia un aumento de la amplitud en 1xRpm del engranaje de salida, de acuerdo a los datos el sensor PCB capta mayor energía que el sensor B&K, por lo que se puede afirmar que bajo las condiciones en las que se realizan las pruebas experimentales la mejor dirección de medición es la Radial para el plano 2.

Diagnóstico Analizador de Vibraciones Fluke 810 para Engranaje Excéntrico:

El diagnóstico es mostrado en la Figura 171

Figura 171. Diagnóstico analizador Fluke 810 Engranaje excéntrico

Descripción del fallo	Gravedad del fallo	Índice de gravedad	Escala de gravedad
Desequilibrio Del Eje	Seria	61/100	
Fallo No Estándar Detectado	Seria	52/100	
Holgura En Extemo Entrada Del Eje	Moderada	50/100	
Holgura En Extremo Salida Del Eje	Moderada	36/100	
Holgura Eje Entrada Caja Cambios O Posible Daño Piñón	Baja	25/100	

Fuente: Analizador de Vibraciones Fluke 810

En el resultado del diagnóstico se genera una descripción de Desequilibrio en el eje de gravedad seria y Posible Daño de Piñón de gravedad baja, lo cual indica la existencia de un problema en los engranajes, y un fallo por desbalanceo, el cual es producto de la excentricidad inducida en el engranaje, este diagnóstico permite tener una idea del comportamiento anormal del banco y debe ser tomado en cuenta para priorizar los problemas mecánicos existentes en él basados, en el criterio de cada uno y en el conocimiento de la máquina.

12. CONCLUSIONES.

- Se diseñó y construyó un banco de prueba experimental, capaz de reproducir tres escenarios de falla en engranajes rectos: diente roto, desalineación y excentricidad, convirtiéndose en una herramienta para la formación de los estudiantes de ingeniería mecánica en el área de vibraciones mecánicas.
- Se adquirió la señal de vibración de cada una de las fallas, utilizando dos sensores, un acelerómetro de referencia PCB 352C33 y otro acelerómetro de referencia B&K 4513, para el posterior tratamiento de la señal por medio de una tarjeta de adquisición de datos NI 9234, obteniendo medidas certeras y precisas.
- Se desarrolló e implementó una aplicación basada en LabVIEW para visualizar las señales en el Dominio del Tiempo y la Frecuencia, lo que permitió el monitoreo constante de la información.
- En el análisis del dominio del tiempo, utilizando parámetros estadísticos y bajo las condiciones en las que se realizaron las pruebas para el escenario de Engranaje con Diente Roto, el estadístico RMS, permitió reconocer la presencia de anomalías en el equipo con mejores resultados en dirección radial. El Factor de Cresta y el valor Kurtosis, estadísticamente no fueron significativos para detectar la presencia de esta falla, a pesar de que su valor incrementó para algunos casos como el nivel de severidad grave.
- En el análisis del dominio del tiempo, utilizando parámetros estadísticos y bajo las condiciones en las que se realizaron las pruebas para el escenario de Engranaje Excéntrico, los tres estadísticos fueron indicadores representativos de la condición específica de esta falla.

- En el análisis del dominio del tiempo, utilizando parámetros estadísticos y bajo las condiciones en las que se realizaron las pruebas para el escenario de Engranaje Desalineado, el estadístico RMS, manifestó un incremento en la energía de vibración, siendo el indicador más representativo para esta falla con mejores resultados en dirección radial. El Factor de Cresta no permitió establecer un indicio de la falla de desalineación, ya que su incremento no fue consistente frente a los valores de los engranajes en buen estado. El valor Kurtosis no presentó cambios que reflejaran la presencia de esta falla.
- En el análisis del dominio de la frecuencia, se analizaron los tipos de fallas que se producen en engranajes rectos, encontrando los espectros característicos de las condiciones de buen estado, diente roto, excéntrico y desalineación, presentando aumentos en la energía de vibración en cada uno de los escenarios de falla frente a los engranajes en buen estado.
- En el análisis del dominio de la frecuencia, y bajo las condiciones en las que se realizaron las pruebas para el escenario de engranaje con diente roto, el nivel de severidad Grave, presentó mayor energía de vibración, siendo éste caso de estudio el único en el que fueron visibles los picos pronunciados en el tiempo de formación de la onda.
- En general, todos los escenarios de falla estudiados en el dominio de la frecuencia, arrojaron resultados que coinciden con la información encontrada en la literatura, teniendo mejores resultados en la dirección de medición Radial.
- Se realizó un diagnóstico con el analizador de vibraciones Fluke 810, para corroborar el estado del banco en los distintos escenarios de falla, obteniendo resultados que evidenciaron la existencia de un problema en relación al caso de interés, respaldando así el análisis hecho en el dominio del tiempo y la frecuencia.

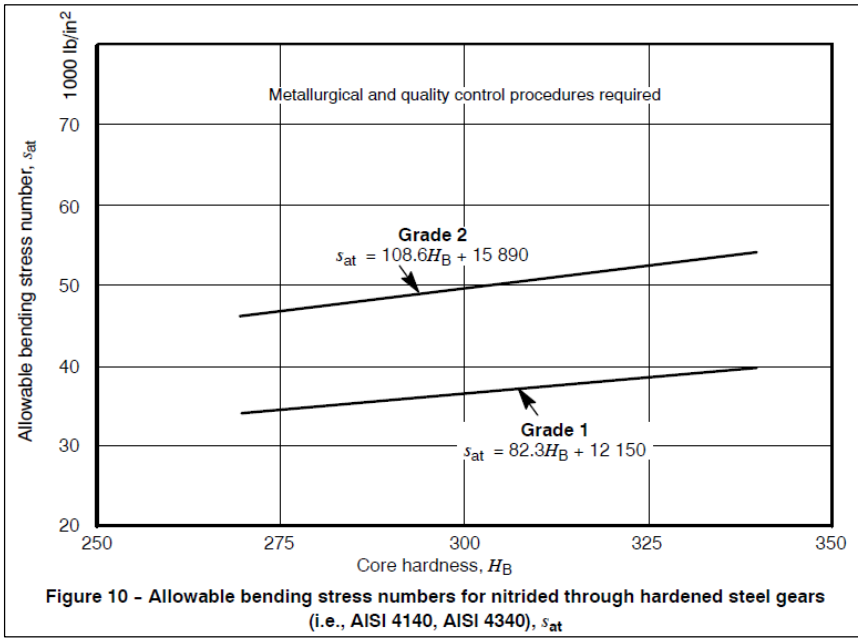
BIBLIOGRAFÍA.

- A-MAQ, Análisis de maquinaria. Tutorial de vibraciones para mantenimiento mecánico [online]. Página de internet [citado 09 Enero 2014]. Disponible en internet: <http://www.a-maq.com/tutoriales.html>.
- AL-ARBI, Salem K. Condition Monitoring Of Gear Systems Using Vibration Analysis. Doctoral thesis, University of Huddersfield. 248 p.
- FAIRES, V.M. Diseño de elementos de máquinas. Barcelona: Montaner y Simon, S.A, p.350 - 352.
- GARCÍA, Alfonso. Vibraciones Mecánicas Modulo I. Universidad Industrial De Santander, 2001. 188 p.
- HAMROCK, Bernard; JACOBSON, Bo y SCHMID, Steven. Elementos de máquinas. México: McGraw Hill, 2000. p. 423 – 826.
- MORENO, R.; Et al. Evaluación y comparación de modelos de diagnóstico de fallos en engranajes utilizando las señales de vibraciones mecánicas. En: Congreso iberoamericano de ingeniería mecánica (8º ; 23 - 25 de Octubre de 2007: Cusco)
- PARADA, Alfredo. Fatiga Fisura Progresiva. Bucaramanga: ALPACOR, 1992. 73 p.
- SINAIS, Ingeniería de mantenimiento. Curso de vibraciones [online]. Página de internet [citado 05 Enero 2014]. Disponible en internet: www.sinais.es/Recursos/Curso-vibraciones/engranajes/engranajes.html

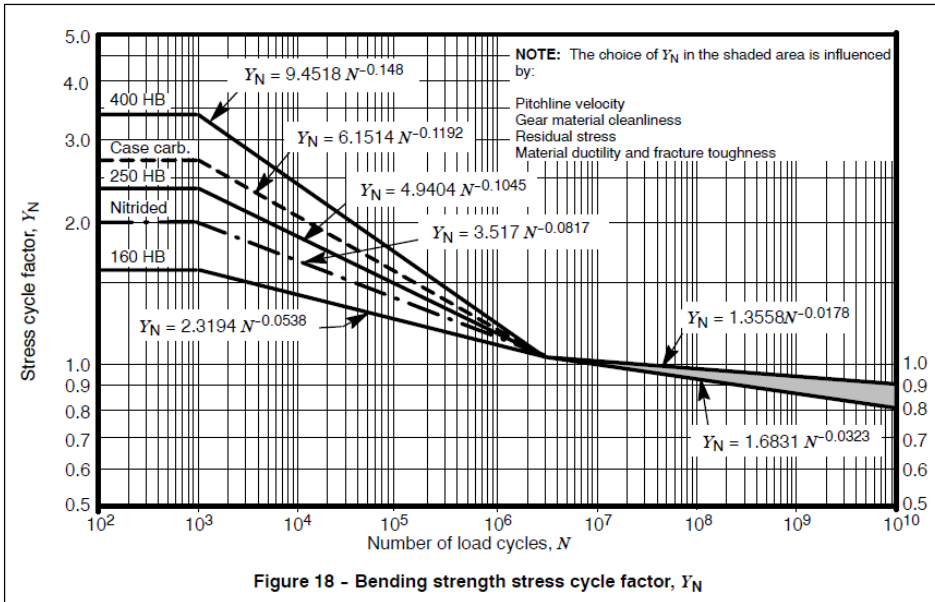
ANEXOS

ANEXO A. Factores Diseño de Engranajes

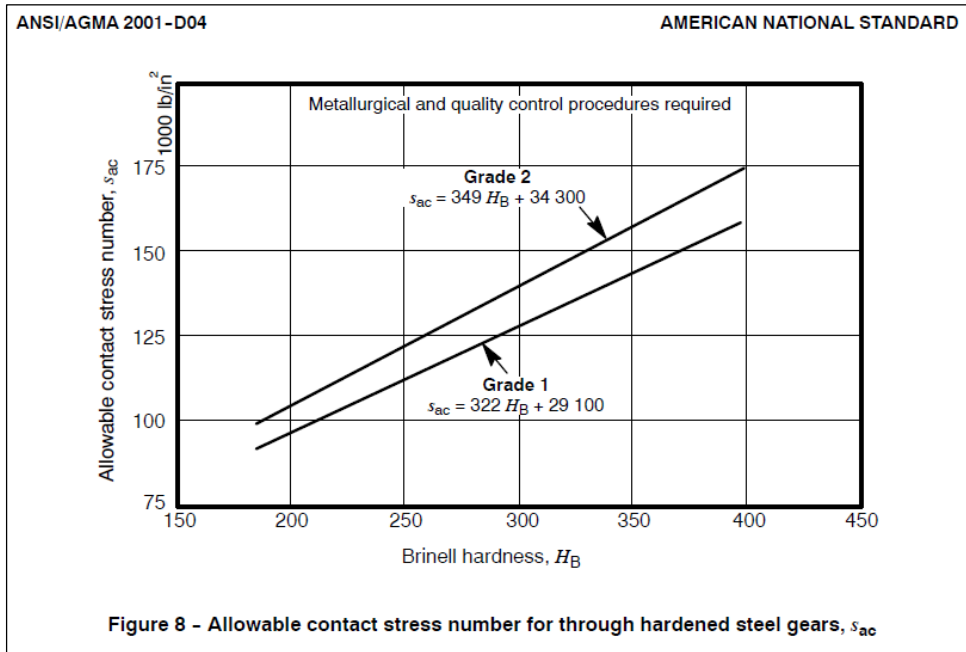
$\delta_f =$ resistencia a la flexion del material [Mpa].



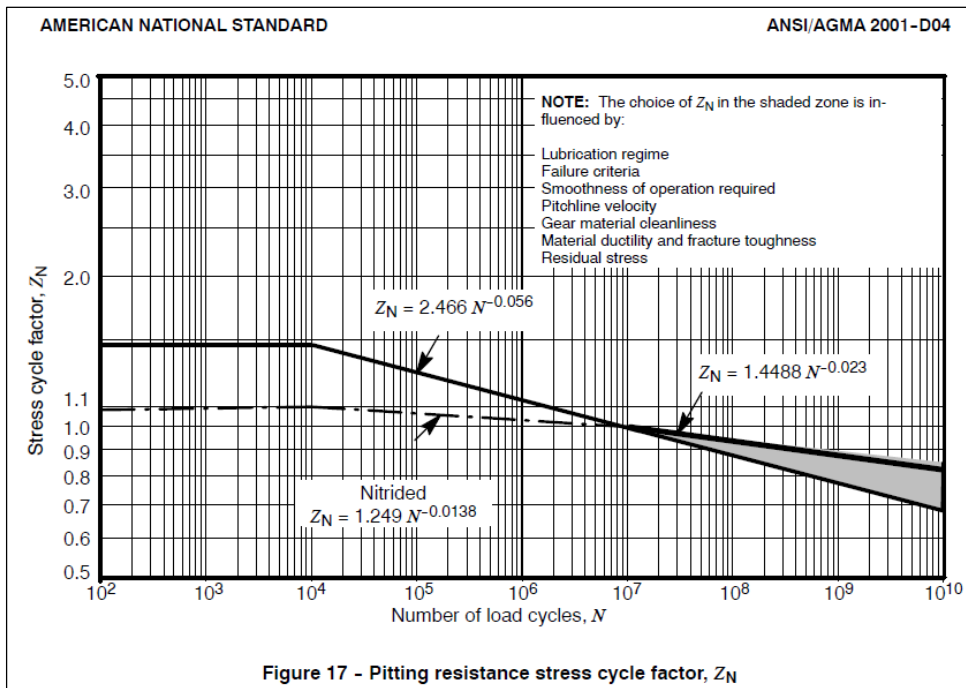
$Y_N =$ factor de ciclos de vida.



$\delta_C =$ resistencia a la compresión del material [Mpa].



$Z_n =$ factor de ciclos de fatiga por compresión



$Y_j = \text{factor de Lewis (funcion del numero de dientes)}$

Table 14.7 Lewis form factor for various numbers of teeth (pressure angle, 20°; full-depth involute)

Number of teeth	Lewis form factor	Number of teeth	Lewis form factor
10	0.176	34	0.325
11	0.192	36	0.329
12	0.210	38	0.332
13	0.223	40	0.336
14	0.236	45	0.340
15	0.245	50	0.346
16	0.256	55	0.352
17	0.264	60	0.355
18	0.270	65	0.358
19	0.277	70	0.360
20	0.283	75	0.361
22	0.292	80	0.363
24	0.302	90	0.366
26	0.308	100	0.368
28	0.314	150	0.375
30	0.318	200	0.378
32	0.322	300	0.382

$K_a = \text{factor aplicacion de carga}$

Tabla 14.8 Factor de aplicación como función de la fuente de potencia impulsora y de la máquina impulsada.

Fuente de potencia	Máquinas impulsadas			
	Uniforme	Impacto ligero	Impacto moderado	Impacto pesado
Factor de aplicación, K_a				
Uniforme	1.00	1.25	1.50	1.75
Impacto ligero	1.20	1.40	1.75	2.25
Impacto moderado	1.30	1.70	2.00	2.75

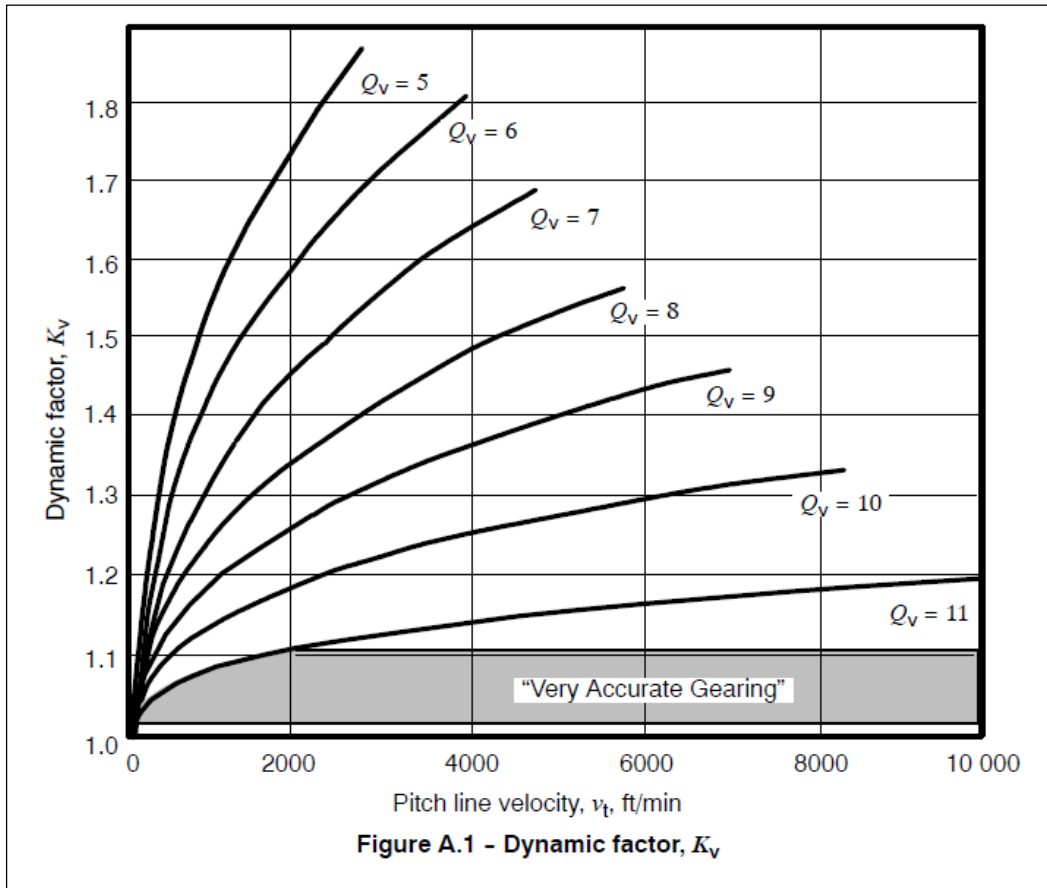
$K_s = \text{factor de tamaño}$

Tabla 14,9

Factor de tamaño como función del paso diametral o módulo.

Paso diametral p_d , pulg ⁻¹	Módulo, m , mm	Factor de tamaño, K_s
≥5	≤5	1.00
4	6	1.05
3	8	1.15
3	12	1.25
1.25	20	1.40

$K_v = \text{factor dinámico}$



ANEXO B. Factores Para El Diseño De Los Ejes

Factor de Carga KL

FACTORES DE CARGA K_L :		onda reversible:		onda repetitiva:	
		$ \sigma_m \leq 0,5 \sigma_a$ $ \tau_m \leq 0,5 \tau_a$		$ \sigma_m > 0,5 \sigma_a$ $ \tau_m > 0,5 \tau_a$	
TIPO DE CARGA	AXIAL	AXIAL CON POCA FLECTORA FLECTORA CON POCA AXIAL		FLECTORA	- TORSIONAL - CONSTANTE DIRECTA Y POR FLEXION
		$\sigma_f < 0,3 \sigma_a$	$0,3 \sigma_a < \sigma_f < 0,3 \tau_f$	$\sigma_{fd} > 0,3 \sigma_f$	directa repetida
AXIAL	0,80 † 1,20 *	0,85 † 1,25 *	0,95 † 1,35 *	0,90 † 1,30 *	0,56 †† 0,67 †* 0,78 ** §
AXIAL CON POCA FLECTORA	0,85 † 1,25 *	/			0,55 †† 0,66 †* 0,77 ** §
FLECTORA CON POCA AXIAL	0,95 † 1,35 *				0,70
FLECTORA	0,90 † 1,30 *			referencia 1,00 † base de comparación 1,40 *	0,57 †† 0,69 †* 0,80 ** §
TORSIONAL	Idem Vertical 0,56 †† †* - **	Idem Vertical 0,55 †† †* - **	Idem Vertical 0,57 †† †* - **	0,50 † 0,81 *	0,75
	0,75	0,70	0,76	0,80	

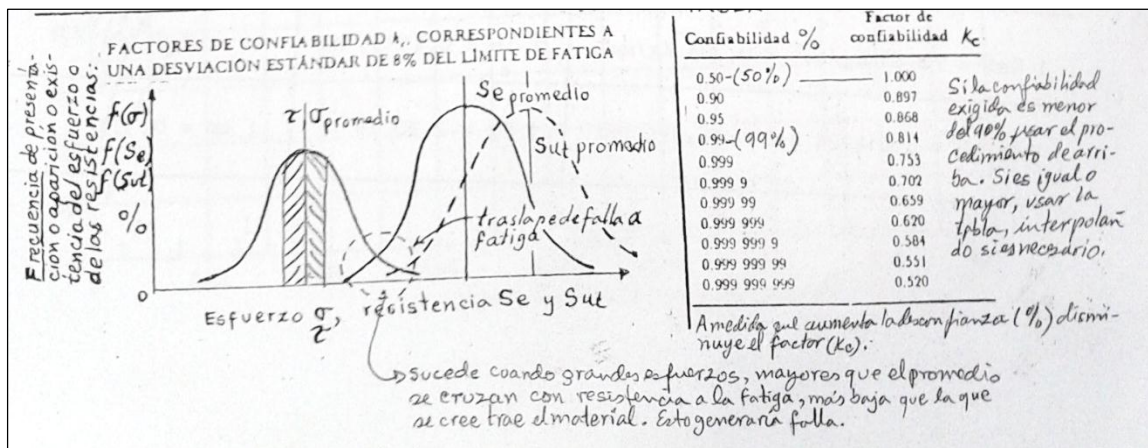
Factor de temperatura KT

<p>FACTOR DE EFECTOS DE TEMPERATURA: (K_T)</p> <p>$(T^{\circ}F) = (T^{\circ}C)(1,8) + 32$</p> <p>$K_T = \frac{620}{460 + (T^{\circ}F)}$</p> <p>$K_T = 1,0$</p>	<p>En caso de temperaturas inferiores a 0°C, la resistencia a la fatiga aumenta:</p> <p>de 0°C → -30°C ⇒ $K_T = 1,25$</p> <p>de -30°C → -60°C ⇒ $K_T = 1,35$</p> <p>para $T > 160^{\circ}F \approx 71^{\circ}C$.</p> <p>para $T < 160^{\circ}F \approx 71^{\circ}C$.</p>	
1 Ksi = 70,30 Kg/cm ² = 0,703 Kg/mm ²	1 lb = 0,45359 kg	1" = 2,54 cm
1 Kg/cm ² = 0,014224 Ksi = 14,224 psi	1 Kg = 2,20 lb	1 cm = 0,3937"

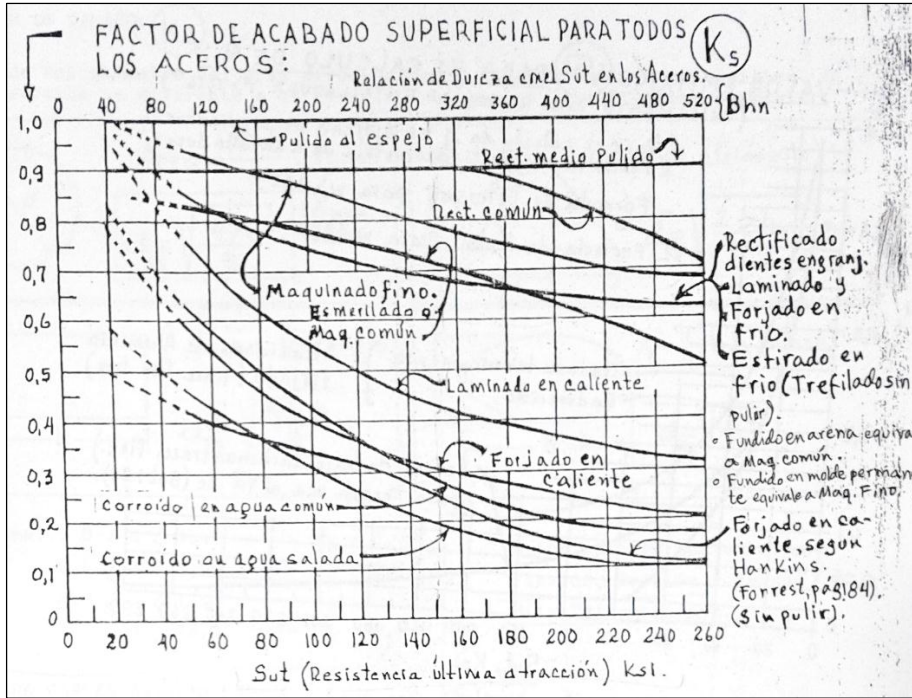
Factor misceláneo K_m

Por	Endurecimiento superficial.	Factor misceláneo K_m
I-C	• Por llama y por inducción (enfriado rápidamente)	• Zona sin arista (compresión residual; Varía con la temperatura de calentamiento) $K_m = 1,4 \text{ a } 1,8$ 1,6 promedio
		• Zona de arista (tensión residual) $K_m = 0,8$
	• Por carburación (capa de 0,03 a 0,1 pulg.) (comp. residual)	• Sin entalla (varía con la capa) (comp. residual) $K_m = 1,3 \text{ a } 1,8$ 1,55
		• Con entalla (varía con la capa) (comp. residual) $K_m = 1,8 \text{ a } 3,3$ 2,55
	• Por Nitruación (capa de 0,015 a 0,02 pulg.) (comp. residual)	• Sin entalla (varía con la capa) (comp. residual) $K_m = 1,1 \text{ a } 1,3$ 1,2
		• Con entalla (varía con la capa) (comp. residual) $K_m = 1,5 \text{ a } 2,8$ 2,15

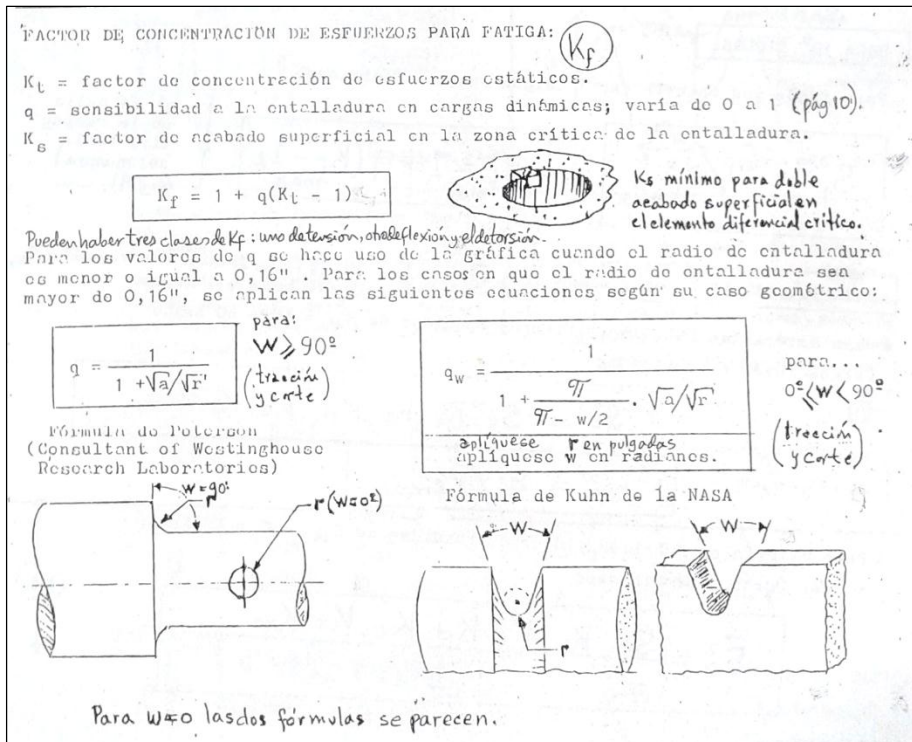
Factor de confiabilidad K_c



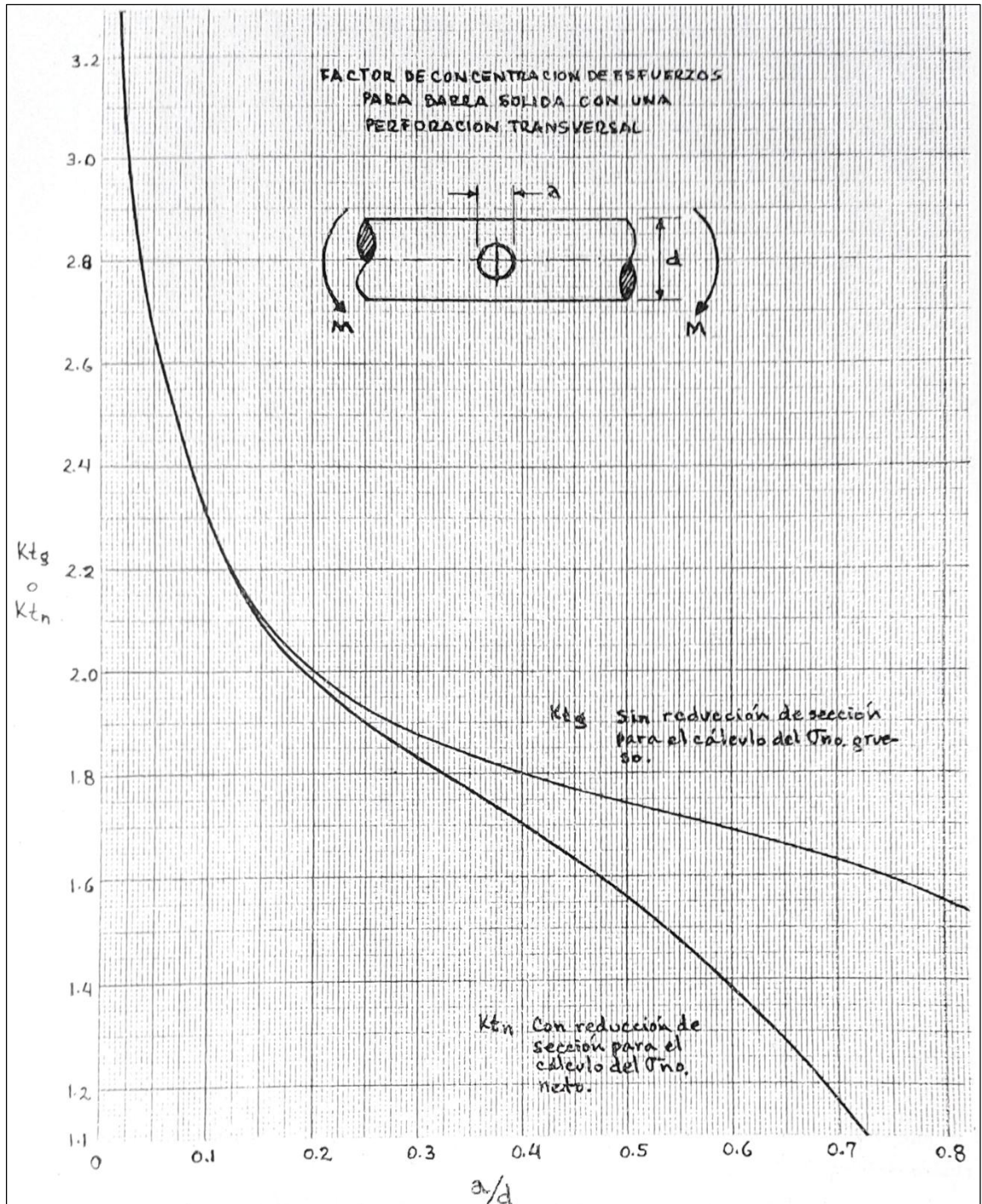
Factor de acabado superficial Ks



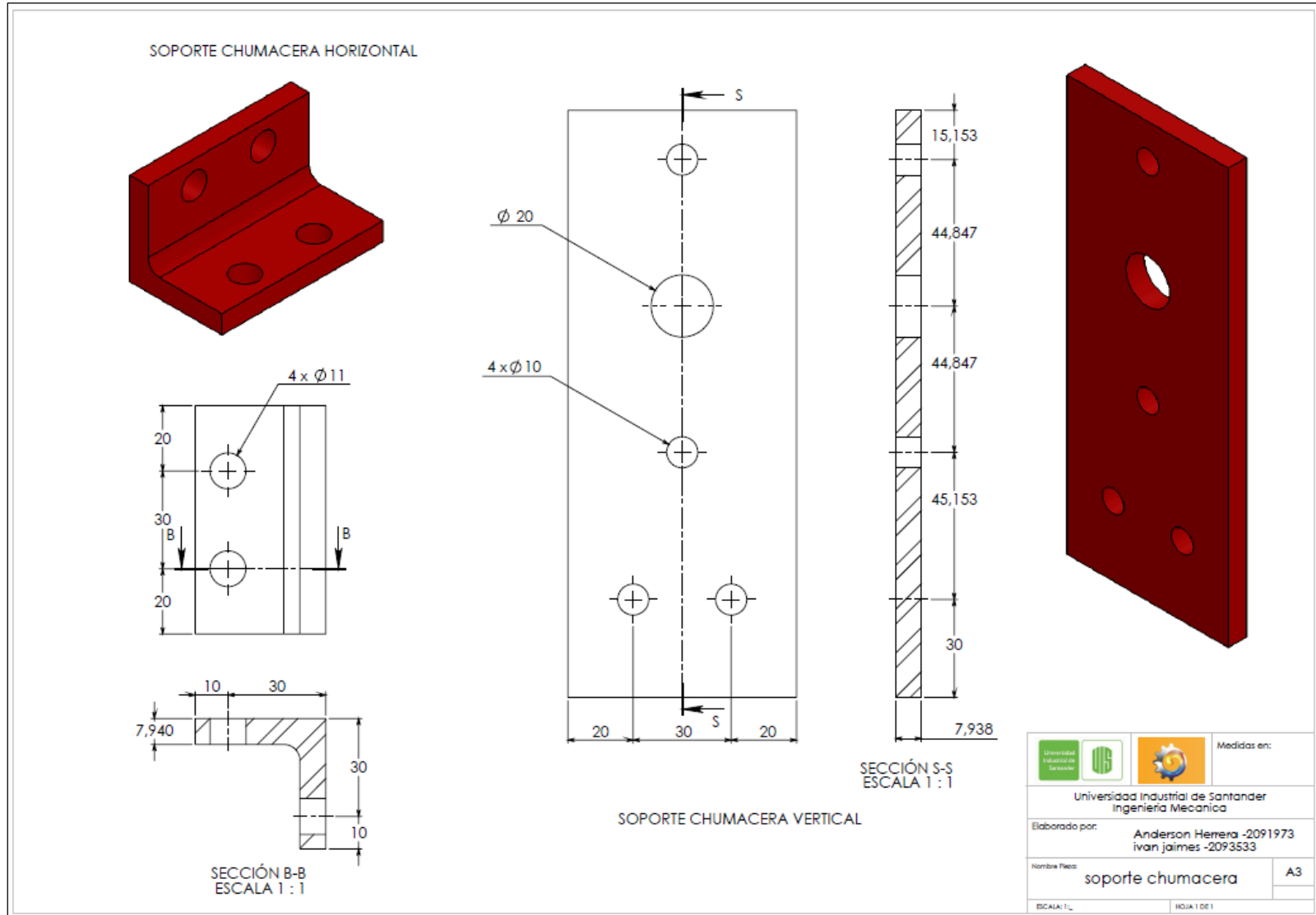
Factor de fatiga Kf y sensibilidad a la entalladura



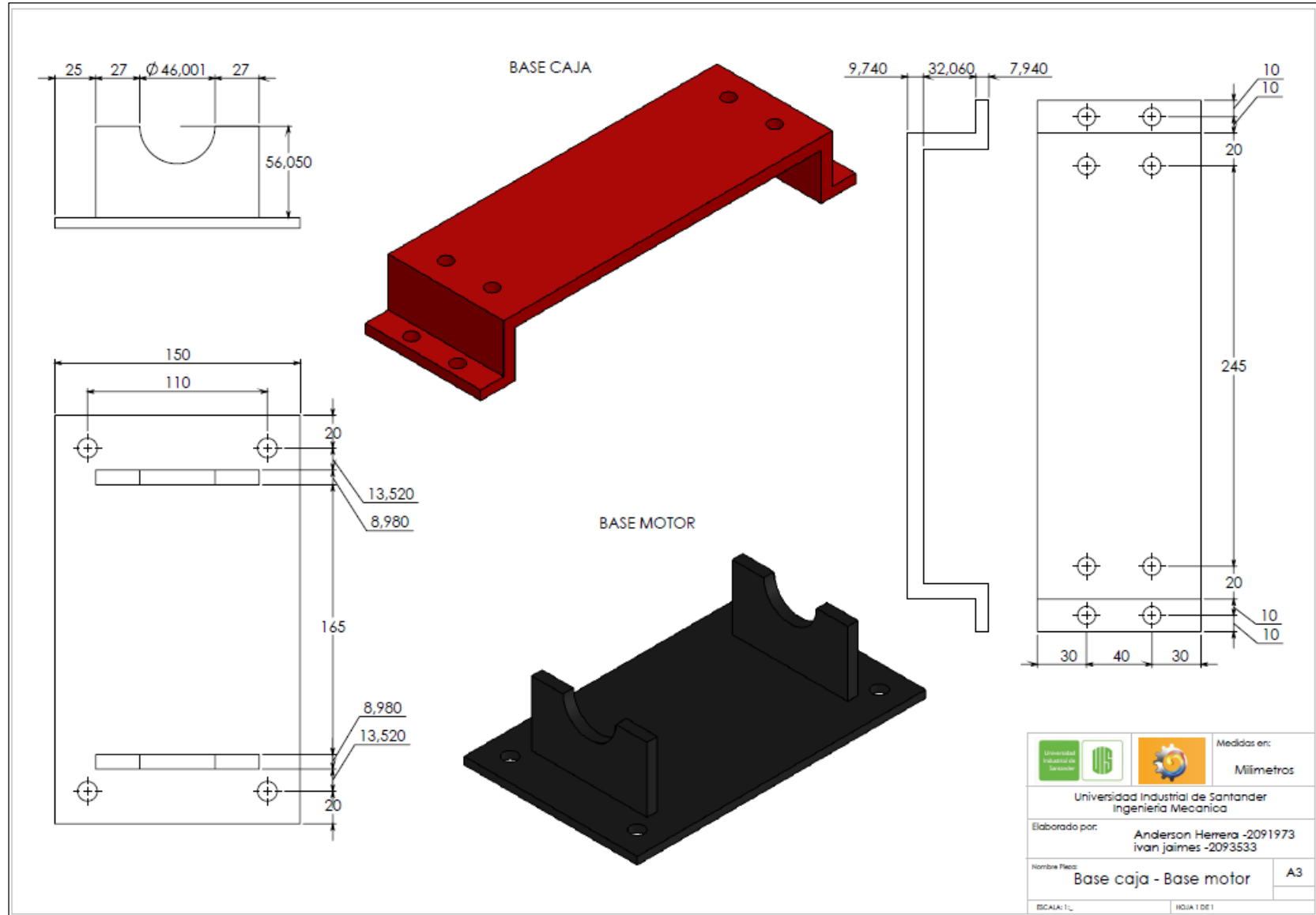
Factor de concentración geométrico K_{tg}



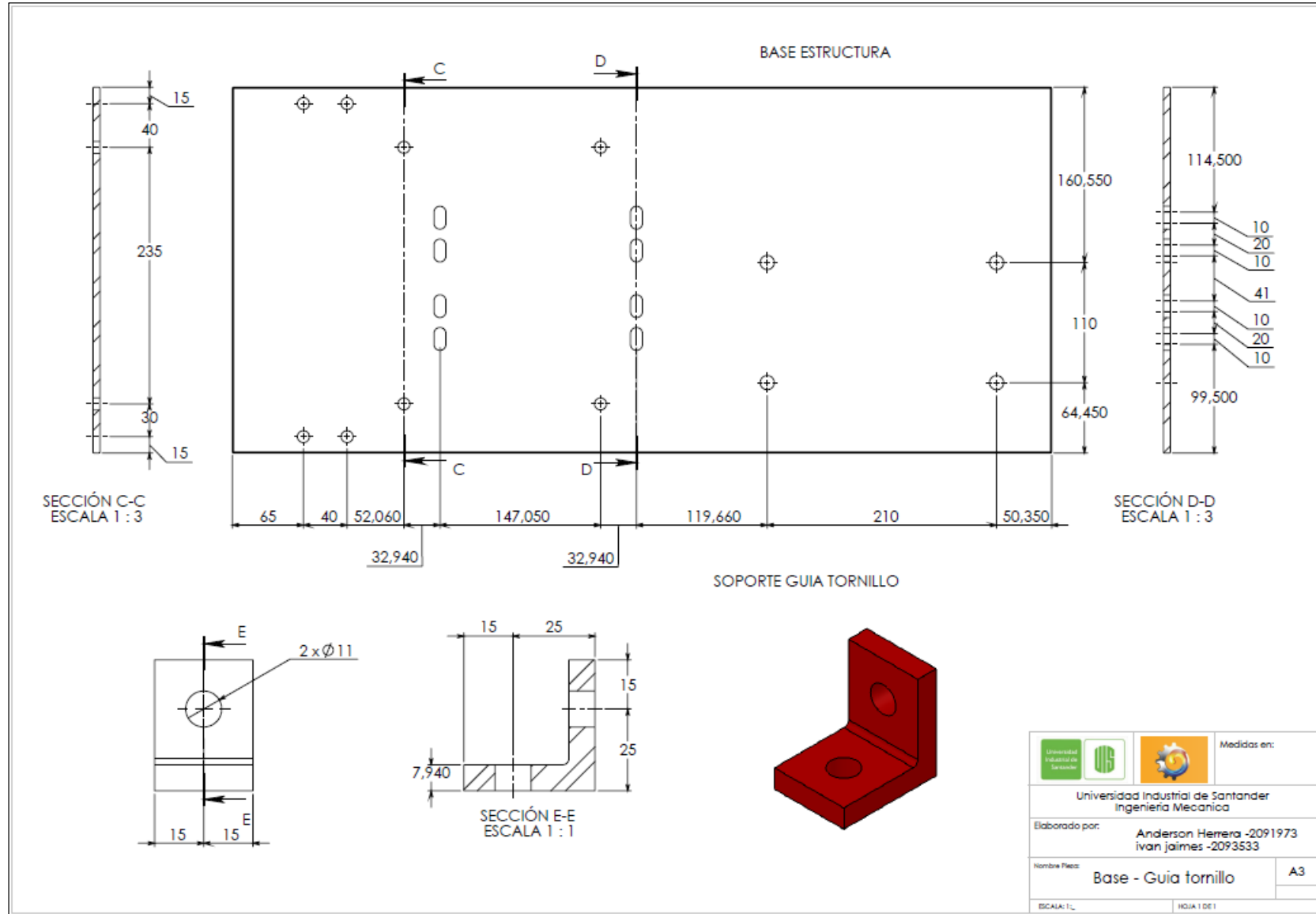
ANEXO C. Plano Soporte Chumacera



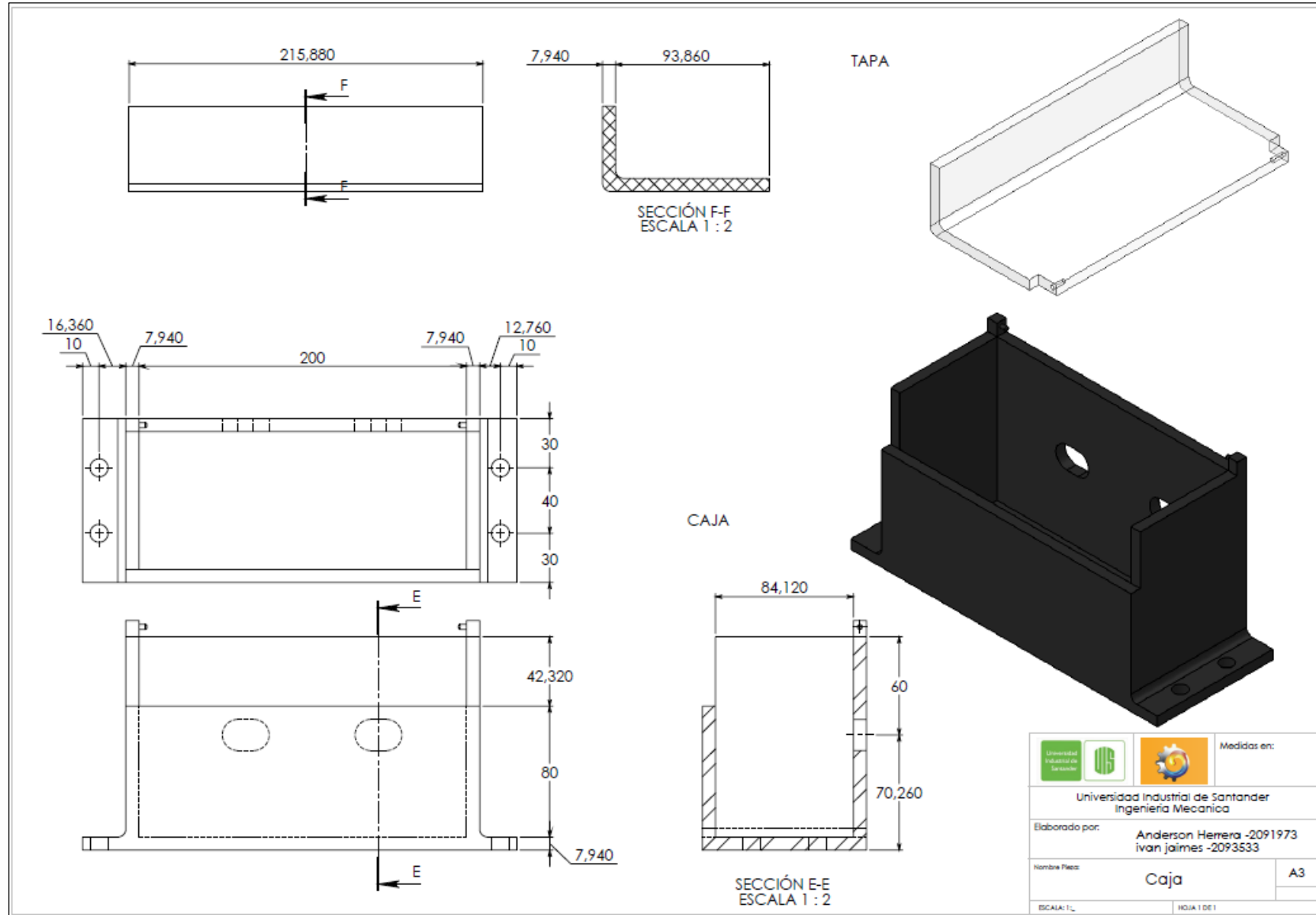
ANEXO D. Plano Base Caja y Base Motor



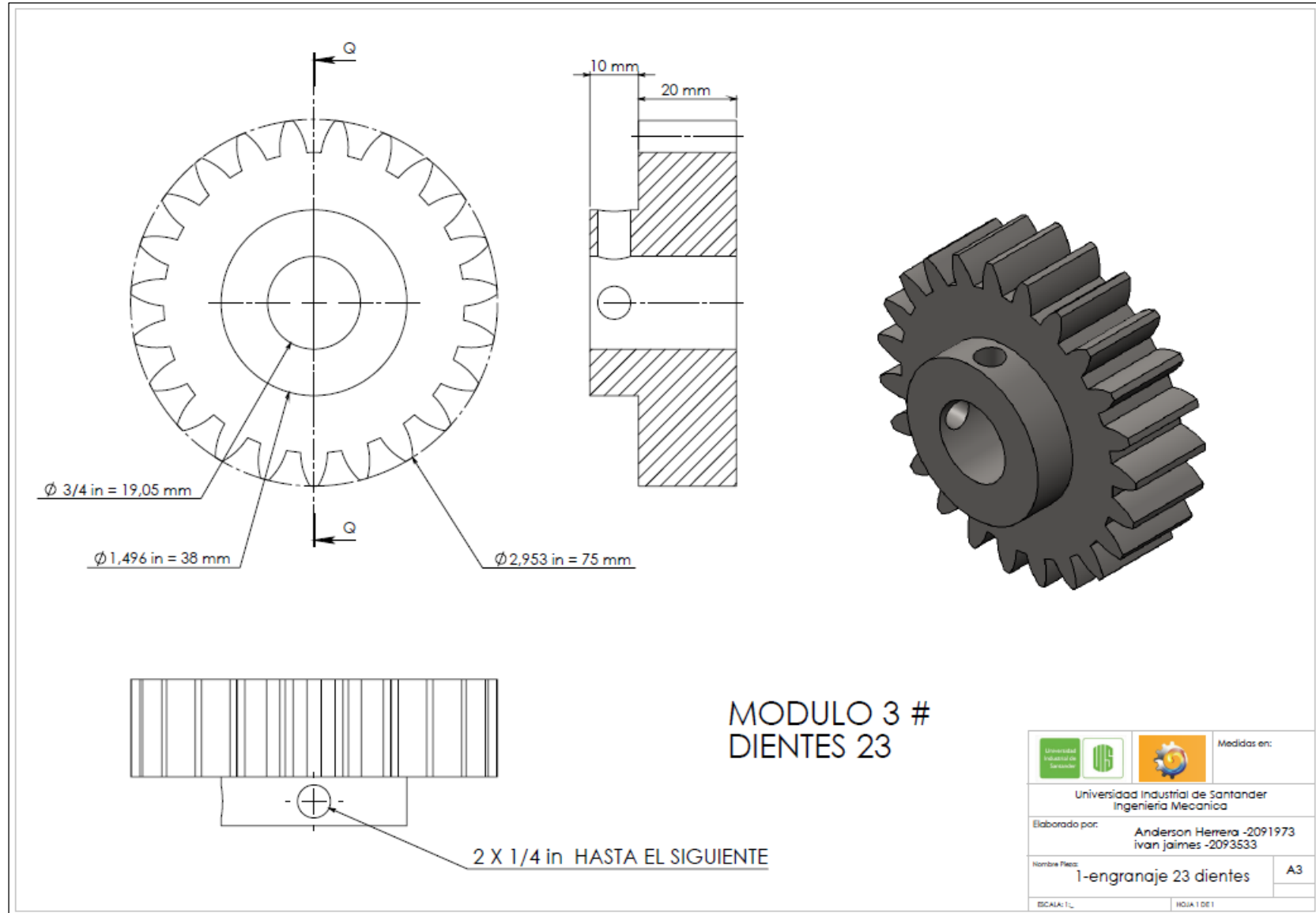
ANEXO E. Plano Base Estructura Y Guía Tornillo



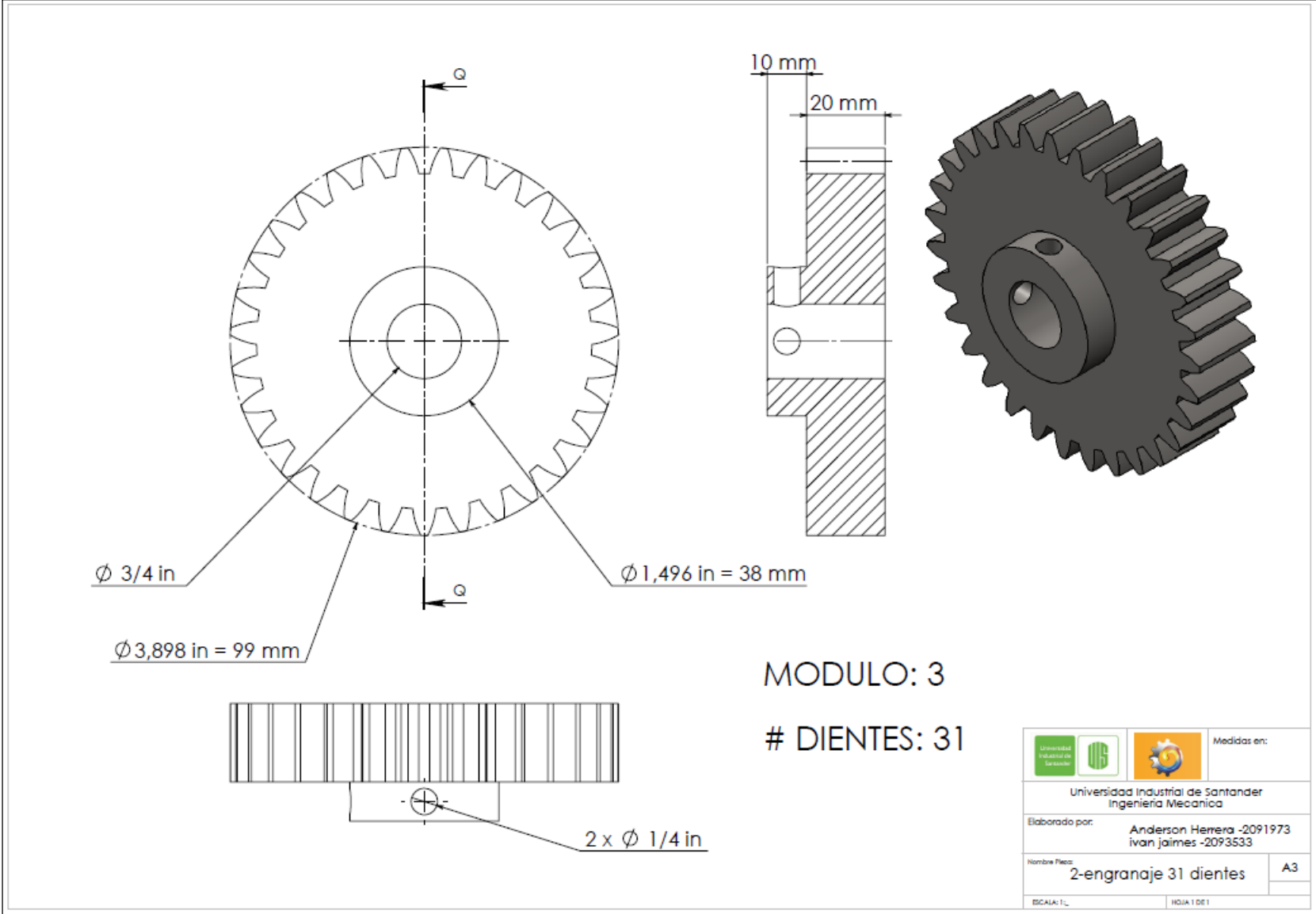
ANEXO F. Plano Caja De Los Engranajes



ANEXO G. Plano Piñón



ANEXO H. Plano Engranaje



ANEXO I. Plano Engranaje Para Simular La Excentricidad

