

**BANCO EXPERIMENTAL PARA ESTUDIO DE FALLAS EN
RODAMIENTOS MEDIANTE ANÁLISIS DE VIBRACIONES**

YIRA ALEJANDRA CASTRO MARTINEZ

EDWIN GERMAN PÁEZ PÁEZ

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

2008

**BANCO EXPERIMENTAL PARA ESTUDIO DE FALLAS EN
RODAMIENTOS MEDIANTE ANALISIS DE VIBRACIONES**

YIRA ALEJANDRA CASTRO MARTINEZ

EDWIN GERMAN PÁEZ PÁEZ

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

Director

ALFONSO GARCIA CASTRO

Ingeniero Mecánico

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

2008

Nota de Aceptación

Presidente del Jurado

Jurado

Jurado

Bucaramanga, 4 de Noviembre del 2008

CONTENIDO

| | Pág. |
|--|-------------|
| INTRODUCCION | 23 |
| 1. FUNDAMENTOS TEORICOS DE RODAMIENTOS | 27 |
| 1.1. PARTES FUNDAMENTALES DE UN RODAMIENTO. | 27 |
| 1.1.1. Pista interior y exterior | 27 |
| 1.1.2. Elementos rodantes | 28 |
| 1.1.3. Canastilla | 28 |
| 1.2. TIPOS DE RODAMIENTOS. | 28 |
| 1.2.1. Rodamientos rígidos de bolas | 28 |
| 1.2.2. Rodamientos de bolas a rotula | 29 |
| 1.2.3. Rodamientos de bolas de contacto angular | 30 |
| 1.2.4. Rodamientos de rodillos cilíndricos | 31 |
| 1.2.5. Rodamientos de rodillos a rotula | 31 |
| 1.2.6. Rodamientos de rodillos cónicos | 32 |
| 1.2.7 Rodamientos axiales de bolas de simple y doble efecto | 32 |
| 1.2.8. Rodamiento axial de rodillos a rotula. | 33 |
| 1.3. CAPACIDAD DE CARGA Y DURACION DE LOS RODAMIENTOS. | 33 |
| 1.3.1. Duración o vida nominal de los rodamientos | 33 |
| 1.3.2. Capacidad de carga dinámica (C) | 35 |
| 1.3.3. Relación entre la carga y la duración nominal del rodamiento. | 35 |
| 1.3.4. Carga equivalente (P) | 35 |
| 1.3.5. Carga variable | 37 |
| 1.3.6. Capacidad de carga estática | 38 |
| 1.3.7. Carga estática equivalente | 38 |
| 1.3.8. Capacidad de carga estática necesaria C_o | 39 |
| 1.3.9. Influencia de la vibración en la vida de un rodamiento | 39 |
| 2. FALLAS EN RODAMIENTOS Y SUS CAUSAS | 42 |
| 2.1. DEFECTOS LOCALIZADOS. | 42 |

| | |
|---|----|
| 2.2. DEFECTOS DISTRIBUIDOS. | 42 |
| 2.3. VIDA UTIL DE UN RODAMIENTOS. | 43 |
| 2.4. PATRONES DE HUELLA Y SU INTERPRETACION. | 44 |
| 2.4.1. Carga radial unidireccional, pista externa fija pista interna rotando. | 44 |
| 2.4.2. Carga radial unidireccional, pista externa rotando, pista interna fija. | 45 |
| 2.4.3. Carga radial rotando en fase con la pista interna, pista interna rotando, pista externa fija | 45 |
| 2.4.4. Carga radial rotando en fase con la pista externa | 46 |
| 2.4.5. Carga axial unidireccional. Rotando la pista interna o externa | 46 |
| 2.4.6. Combinación de cargas axial y radial unidireccionales pista interna rotando y pista externa fija | 47 |
| 2.4.7. Carga axial unidireccional | 47 |
| 2.4.8. Carga radial unidireccional+desbalanceo | 47 |
| 2.4.9. Montaje con precarga, muy ajustado, carga radial unidireccional | 48 |
| 2.4.10. Compresión radial de la pista externa. Rotando la pista interna, pista externa fija | 48 |
| 2.4.11. Pista externa desalineada. Pista interna rotando, pista externa fija. | 49 |
| 2.4.12. Pista interna desalineada. Pista interna rotando y pista externa fija. | 49 |
| 2.4.13. Aro del housing posicionado excéntricamente con respecto al aro del eje. Rotando el aro del eje | 50 |
| 2.4.14. Aro del housing desalineado. Aro del eje en rotación, aro del housing fijo | 50 |
| 2.5. DIFERENTES TIPOS DE DAÑOS EN RODAMIENTOS. | 50 |
| 2.5.1. Desgaste | 51 |
| 2.5.2. Muecas (identations) | 56 |
| 2.5.4. Fatiga superficial | 63 |
| 2.5.5. Corrosión | 64 |
| 2.5.6. Daño causado por el paso de corriente eléctrica | 66 |
| 2.5.7. Descascarado (flaking) | 68 |
| 2.5.8. Grietas | 72 |
| 2.5.9. Daño de la canastilla | 73 |

| | |
|---|-----|
| 3. ANALISIS DE VIBRACIONES APLICADO A RODAMIENTOS DEFECTUOSOS | 77 |
| 3.1. CARACTERÍSTICAS DE LA SEÑAL DE VIBRACIÓN PRODUCIDA POR UN RODAMIENTO DEFECTUOSO. | 78 |
| 3.2. ANALISIS DE VIBRACIONES EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA. | 79 |
| 3.2.1. Frecuencias de fallas de los elementos de un rodamiento. | 81 |
| 3.2.3. Características espectrales de los diferentes tipos de falla en rodamientos. | 88 |
| 3.3. ANALISIS EN EL DOMINO DEL TIEMPO | 94 |
| 3.4. SPIKE ENERGY. | 97 |
| 3.4.1. Procesado de la señal de Spike Energy™. | 99 |
| 3.4.2. Consideraciones de medición de Spike Energy™ | 101 |
| 3.4.3. Interpretación de los datos de Spike Energy™. | 101 |
| 3.5. DEMODULACION O “ENVELOPING”. | 104 |
| 3.5.1. Modulación en rodamientos. | 105 |
| 3.5.2. Características fundamentales de la demodulación. | 109 |
| 3.5.3. Bandas laterales en el espectro de un rodamiento. | 110 |
| 3.6. ENVOLVENTE DE ACELERACION SKF. | 111 |
| 3.7. ENERGIA ESPECTRAL EMITIDA (SPECTRAL EMITTED ENERGY SEE™). | 114 |
| 3.7.1. Análisis Numérico SEE™. | 116 |
| 3.7.2. Análisis espectral SEE. | 117 |
| 3.8. DETECCION DE ALTA FRECUENCIA (HIGH FREQUENCY DETECTION HFD). | 118 |
| 3.9. METODO DE PULSOS DE CHOQUE SHOCK PULSE METHOD SPM™. | 119 |
| 3.9.1. Diferencia entre Shock Pulse y vibración | 119 |
| 3.9.2. Procesado de la señal de pulsos de choque. | 120 |
| 3.9.3. Condición de rodamientos. | 121 |
| 3.9.4. Proceso de medición del Shock Pulse. | 123 |
| 3.10. PEAKVUE™. | 124 |
| 3.11. EMISIÓN ACÚSTICA (ACOUSTIC EMISSION AE). | 127 |

| | |
|---|-----|
| 3.11.1. Procesado de la señal. | 128 |
| 3.11.2. Diagnostico de fallas en rodamientos por medio de emisión acústica. | 130 |
| 3.11.3. Técnica de medición de emisión acústica. | 132 |
| 4. DISEÑO DEL BANCO EXPERIMENTAL | 134 |
| 4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL BANCO. | 134 |
| 4.1.1. Analizador de vibraciones. | 136 |
| 4.1.2. Foto - tacómetro. | 137 |
| 4.1.3. Acelerómetro. | 138 |
| 4.1.4. Sistema de análisis. | 138 |
| 4.2 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO. | 139 |
| 4.2.1. Simulación de carga | 139 |
| 4.2.2. Análisis dinámico | 140 |
| 4.2.3. Motor. | 142 |
| 4.2.4. Discos de soporte. | 142 |
| 4.2.5. Rodamientos y portarodamientos. | 143 |
| 4.2.6. Ejes. | 146 |
| 4.2.7. Base. | 163 |
| 4.2.8. Sujetadores. | 164 |
| 5. METODOLOGÍA DE LA EXPERIMENTACIÓN. | 165 |
| 5.1. BANCO EXPERIMENTAL | 165 |
| 5.2. INSTRUMENTACIÓN | 166 |
| 5.3. INDUCCIÓN DE FALLAS | 167 |
| 5.4. CARACTERISTICAS GEOMETRICAS DE LOS RODAMIENTOS | 169 |
| 5.5. CALCULO DE LAS FRECUENCIAS DE FALLA | 170 |
| 5.5.1. Frecuencias de falla calculadas a partir de las formulas | 170 |
| 5.5.2. Frecuencias de falla obtenidas a partir del programa Master Trend | 172 |
| 5.6. ELABORACION DE LA BASE DE DATOS | 174 |
| 6. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN | 178 |
| 6.1. PRIMERA MEDICIÓN. | 178 |
| 6.2. SEGUNDA MEDICIÓN. | 181 |
| 6.3. TERCERA MEDICIÓN. | 184 |

| | |
|--|-----|
| 6.4. CUARTA MEDICIÓN. | 186 |
| 6.5. QUINTA MEDICIÓN. | 190 |
| 6.5.1. Resultados obtenidos para los rodamientos 6204 rodamiento rígido de bolas. | 191 |
| 6.5.2. Resultados obtenidos para el rodamiento de contacto angular de una hilera 7204. | 202 |
| 6.6. ANÁLISIS DE RESULTADOS. | 222 |
| 7. CONCLUSIONES | 226 |
| BIBLIOGRAFIA | 228 |

LISTA DE FIGURAS

| | Pág. |
|--|------|
| Figura 1. Partes fundamentales de un rodamiento. | 27 |
| Figura 2. Principales tipos de rodamientos. | 28 |
| Figura 3. Rodamientos rígidos de bolas de una (1) y dos 2 hileras. | 29 |
| Figura 4. Rodamiento de bolas a rotula. | 30 |
| Figura 5. Rodamientos de bolas de contacto angular de una (5) y dos (7) hileras. | 30 |
| Figura 6. Rodamiento de rodillos cilíndricos. | 31 |
| Figura 7. Rodamiento de rodillos a rotula. | 31 |
| Figura 8. Rodamiento de rodillos cónicos. | 32 |
| Figura 9. Rodamientos axiales de bolas de simple (29) y doble (30) efecto. | 33 |
| Figura 10. Rodamiento axial de rodillos a rotula. | 33 |
| Figura 11. Aproximación para carga fluctuante. | 37 |
| Figura 12. Aproximación para carga fluctuante lineal. | 38 |
| Figura 13. Influencia de la vibración en la vida de un rodamiento | 40 |
| Figura 14. Patrón huella por carga radial unidireccional, pista interna rotando. | 45 |
| Figura 15. Patrón huella por carga radial unidireccional, pista externa <i>rotando</i> . | 45 |
| Figura 16. Patrón huella por carga radial rotando en fase con la pista interna. | 46 |
| Figura 17. Patrón huella por carga radial rotando en fase con la pista externa. | 46 |
| Figura 18. Patrón huella por Carga axial unidireccional. | 46 |
| Figura 19. Patrón huella por Combinación de cargas axial y radial unidireccionales. | 47 |
| Figura 20. Patrón huella por Carga axial unidireccional en rodamientos axiales. | 47 |

| | |
|---|----|
| Figura 21. Patrón huella por Carga radial unidireccional más desbalanceo. | 48 |
| Figura 22. Patrón huella por Montaje con precarga, muy ajustado. | 48 |
| Figura 23. Patrón huella por Compresión radial de la pista externa. | 49 |
| Figura 24. Patrón huella para pista externa desalineada. | 49 |
| Figura 25. Patrón huella para Pista interna desalineada. | 50 |
| Figura 26. Patrón de desgaste en rodamientos axiales. | 50 |
| Figura 27. Tipos de daño en rodamientos. | 51 |
| Figura 28. Pista interior desgastada debido a lubricación pobre. | 53 |
| Figura 29. Anillo interior expuesto a desgaste por vibración. | 54 |
| Figura 30. Resortes de precarga para rodamientos. | 56 |
| Figura 31. Montaje incorrecto de rodamientos. | 57 |
| Figura 32. Muecas causadas por partículas extrañas en la pista externa de un rodamiento | 57 |
| Figura 33. Hendiduras en rodillos cilíndricos por partículas extrañas. | 58 |
| Figura 34. Señales de daño por adherencia en un rodillo | 59 |
| Figura 35. Rastros de Adherencia en la pista exterior espaciado a la distancia de los elementos rodantes. | 60 |
| Figura 36. Adherencia sobre la superficie externa de la pista. | 62 |
| Figura 39. Anillo interno con señales de corrosión por movimiento relativo. | 66 |
| Figura 40. Daño causado por le paso de corriente eléctrica. | 68 |
| Figura 41. Descascarado causado por carga excesiva. | 69 |
| Figura 42. Descascarado causado por excesiva carga axial | 70 |
| Figura 43. Descascarado causado por muescas previas. | 71 |
| Figura 44. Fractura causada por ajuste excesivo. | 73 |
| Figura 45. Daño en canastilla por vibración excesiva. | 74 |
| Figura 46. Canastilla rota debido a fatiga. | 74 |
| Figura 47. Daño en la canastilla debido a lubricación inadecuada. | 75 |
| Figura 48. Curva típica de falla de rodamientos. | 77 |
| Figura 49. Ejemplo de vibración de rodamiento con grieta en pista exterior, onda de tiempo. | 78 |
| Figura 50. Espectro de la aceleración vibratoria (4 promedios y 400 líneas de resolución). | 80 |

| | |
|--|-----|
| Figura 51. Espectros de rodamiento con un defecto en la pista externa. | 81 |
| Figura 52. Nomenclatura frecuencias de falla. | 83 |
| Figura 54. Espectro característico etapa 1 | 86 |
| Figura 55. Espectro característico etapa 2. | 87 |
| Figura 56. Espectro característico etapa 3. | 88 |
| Figura 57. Espectro característico etapa 4 | 88 |
| Figura 58. Definición factor de cresta. | 94 |
| Figura 60. Comparación factor de cresta. | 96 |
| Figura 61. Espectro de vibración y onda de tiempo. | 97 |
| Figura 62. Rango de frecuencias de medición de spike energy. | 98 |
| Figura 63. Método de procesamiento de la señal en el Spike Energy. | 100 |
| Figura 64. Evolución de las mediciones de Spike energy a través de las etapas de falla de los rodamientos. | 102 |
| Figura 65. Carta de severidad de IRD Spike Energy. | 103 |
| Figura 66. Generación de pulsos en un rodamiento. | 106 |
| Figura 67. Forma de Onda de una Señal de Tiempo de Rodamiento. | 107 |
| Figura 68. Forma de Onda rectificada de Señal de Rodamiento. | 107 |
| Figura 69. Envolvente de la Señal de Rodamiento | 107 |
| Figura 70. Proceso de demodulación de datos de vibración. | 109 |
| Figura 71. Tipos de modulación (a) amplitud modulada, (b) frecuencia modulada. | 111 |
| Figura 72. Filtros de envolvente de aceleración. | 112 |
| Figura 73. Medición de valor global de SEE™ | 116 |
| Figura 74. Espectro de energía espectral emitida. | 118 |
| Figura 75. Diferencia entre pulso de choque y vibración | 120 |
| Figura 76. Procesamiento de la señal de Shock Pulse | 121 |
| Figura 77. Evolución de la falla y el valor de Shock Pulse. | 123 |
| Figura 78. Procesado de la señal en el shock pulse. | 124 |
| Figura 79. Valor pico para cada intervalo de tiempo. | 125 |
| Figura 80. Espectro obtenido con la aplicación de Peakvue | 127 |
| Figura 81. Señal típica evento –pulso, de emisión acústica. | 129 |

| | |
|--|-----|
| Figura 82. Parámetros característicos obtenidos de la señal de emisión acústica. | 130 |
| Figura 83. Respuesta típica en frecuencia de un transductor de EA (B&K modelo 8313). | 133 |
| Figura 84. Banco experimental. | 134 |
| Figura 85. Analizador de vibraciones CSI. | 137 |
| Figura 86. Foto tacómetro infrarrojo CSI 404. | 138 |
| Figura 87. Acelerómetro CSI 350. | 138 |
| Figura 88. Software de análisis Master Trend. | 139 |
| Figura 89. Motor de velocidad variable. | 142 |
| Figura 90. Discos de soporte. | 143 |
| Figura 91. Rodamiento rígido de bolas 6204. | 143 |
| Figura 92. Rodamiento de bolas de contacto angular 7204. | 144 |
| Figura 93. Rodamiento de bolas de contacto angular de dos hileras. | 144 |
| Figura 94. Portarodamiento de 1 hilera. | 145 |
| Figura 95. Portarodamiento de 2 hileras. | 146 |
| Figura 96. Eje pruebas. | 147 |
| Figura 97. Diagramas de cortante y momentos del eje pruebas. | 148 |
| Figura 98. Dimensiones ejes para la prueba. | 152 |
| Figura 99. Eje freno. | 153 |
| Figura 100. Diagramas de cortante y momentos para el eje del freno. | 154 |
| Figura 101. Dimensiones eje del freno. | 158 |
| Figura 102. Eje principal. | 159 |
| Figura 103. Diagramas de cortante y momentos para el eje principal. | 160 |
| Figura 104. Dimensiones eje principal. | 163 |
| Figura 105. Base del banco. | 164 |
| Figura 106. Sujetadores. | 164 |
| Figura 107. Esquema banco experimental. | 166 |
| Figura 108. (1) Picadura, (2) daño intermedio, (3) daño avanzado. | 168 |
| Figura 109. Nomenclatura frecuencias de falla. | 170 |
| Figura 110. Estructura de la base de datos. | 175 |
| Figura 111. Puntos de medición. | 176 |

| | |
|--|-----|
| Figura 112. Set de parámetros para la adquisición de la señal. | 177 |
| Figura 113. Espectro rodamiento 6204, P1A, 600 rpm primera medición. | 178 |
| Figura 114. Espectro y onda de tiempo rodamiento 7204, P11V, 600 rpm primera medición. | 179 |
| Figura 115. Espectro rodamiento 6204, P3A, 600 rpm primera medición. | 180 |
| Figura 116. Espectro rodamiento 6204, P2H, 1200 rpm segunda medición. | 181 |
| Figura 117. Espectro rodamiento 6204, P1A, 1200 rpm segunda medición. | 182 |
| Figura 118. Espectro rodamiento 3204, P13A, 1800 rpm segunda medición. | 182 |
| Figura 119. Espectro rodamiento 7204, P9V, 600 rpm segunda medición. | 183 |
| Figura 120. Espectro rodamiento 7204, P9V, 1800 rpm segunda medición. | 184 |
| Figura 121. Espectro rodamiento 7204, P11A, 600 rpm tercera medición. | 185 |
| Figura 122. Espectro rodamiento 7204, P10A, 1800 rpm tercera medición. | 185 |
| Figura 123. Espectro rodamiento 7204, P12A, 1800 rpm cuarta medición. | 187 |
| Figura 124. Espectro rodamiento 6204, P3V, 1800 rpm cuarta medición. | 188 |
| Figura 125. Onda de tiempo rodamiento 3204, P13H, 1800 rpm cuarta medición. | 189 |
| Figura 126. Onda de tiempo rodamiento 3204, P16H, 1800 rpm cuarta medición. | 189 |
| Figura 127. Medición con el sensor de sujeción manual. | 190 |
| Figura 128. Medición con el sensor de base magnética. | 191 |
| Figura 129. Comparación de espectros rodamiento 6204, 1800 rpm quinta medición. | 192 |
| Figura 130. Grafico de energía de piso rodamiento 6204, 1800 rpm. | 193 |
| Figura 131. Grafico de picos no sincrónicos rodamiento 6204, 1800 rpm. | 194 |
| Figura 132. Espectro rodamiento 6204, P1H, 1800 rpm quinta medición. | 195 |
| Figura 133. Espectro rodamiento 6204, P2H, 1800 rpm quinta medición. | 195 |
| Figura 134. Espectro rodamiento 6204, P3V, 1800 rpm quinta medición. | 196 |
| Figura 135. Espectro rodamiento 6204, P3A, 1800 rpm quinta medición. | 197 |
| Figura 136. Espectro rodamiento 6204, P5A, 1800 rpm quinta medición. | 198 |
| Figura 137. Espectro rodamiento 6204, P6V, 1800 rpm quinta medición. | 199 |
| Figura 138. Espectro rodamiento 6204, P6A, 1800 rpm quinta medición. | 200 |

| | |
|--|-----|
| Figura 139. Onda de tiempo 6204 P1V, 1800 rpm quinta medición. | 201 |
| Figura 140. Onda de tiempo rodamiento 6204, P3A, 1800 rpm quinta medición. | 202 |
| Figura 141. Comparación de espectros rodamiento 6204, 1800 rpm quinta medición. | 203 |
| Figura 142. Grafico de energía de piso, rodamiento 7204, 1800 rpm quinta medición. | 204 |
| Figura 143. Grafico de picos no sincrónicos rodamiento 7204, 1800 rpm quinta medición. | 205 |
| Figura 144. Espectro rodamiento 7204, P7V, 1800 rpm quinta medición. | 206 |
| Figura 145. Onda de tiempo rodamiento 7204, P7V, 1800 rpm quinta medición. | 207 |
| Figura 146. Espectro rodamiento 7204, P9A, 1800 rpm quinta medición. | 208 |
| Figura 147. Onda de tiempo rodamiento 7204, P7A, 1800 rpm quinta medición. | 209 |
| Figura 148. Espectro rodamiento 7204, P10A, 1800 rpm quinta medición. | 210 |
| Figura 149. Espectro y onda de tiempo rodamiento 7204, P12A, 1800 rpm quinta medición. | 211 |
| Figura 150. Comparación de espectros rodamiento 3204, 1800 rpm quinta medición. | 212 |
| Figura 151. Grafico de energía de piso rodamiento 3204, 1800 rpm quinta medición. | 213 |
| Figura 152. Grafico de picos no sincrónicos rodamiento 3204, 1800 rpm quinta medición. | 214 |
| Figura 153. Espectro rodamiento 3204, P13V, 1800 rpm quinta medición. | 215 |
| Figura 154. Onda de tiempo rodamiento 3204, P13V, 1800 rpm quinta medición. | 216 |
| Figura 155. Espectro rodamiento 3204, P14V, 1800 rpm quinta medición. | 217 |
| Figura 156. Espectro rodamiento 3204, P15V, 1800 rpm quinta medición. | 218 |
| Figura 157. Espectro rodamiento 3204, P15A, 1800 rpm quinta medición. | 218 |
| Figura 158. Espectro y onda de tiempo rodamiento 3204, P17A, 1800 rpm quinta medición. | 219 |
| Figura 159. Espectro rodamiento 3204, P17A, 1800 rpm quinta medición. | 220 |
| Figura 160. Espectro rodamiento 3204, P18A, 1800 rpm quinta medición. | 221 |

Figura 161. Espectro y onda de tiempo rodamiento 3204, P18A, 1800 rpm quinta medición. 221

Figura 162. Espectro rodamiento 3204, P18A, 1800 rpm quinta medición. 222

LISTA DE TABLAS

| | Pág. |
|--|-------------|
| Tabla 1. Valores de factores de seguridad estático según aplicación. | 39 |
| Tabla 2. Duración de un rodamiento en función de la amplitud de vibración. | 40 |
| Tabla 3. Desgaste causado por partículas abrasivas. | 52 |
| Tabla 4. Desgaste causado por lubricación inadecuada. | 53 |
| Tabla 5. Desgaste causado por vibración. | 55 |
| Tabla 6. Muestras causadas por mal montaje o sobrecargas. | 57 |
| Tabla 7. Muestras causadas por partículas extrañas. | 58 |
| Tabla 8. Adherencia en pistas y rodillos. | 60 |
| Tabla 9. Adherencia causas y corrección. | 61 |
| Tabla 10. Adherencia de superficies externas, causa y corrección. | 61 |
| Tabla 11. Adherencia en rodamientos axiales. | 62 |
| Tabla 12. Apariencia causa y acción, para la fatiga superficial. | 63 |
| Tabla 13. Apariencia causa y acción, para la corrosión. | 64 |
| Tabla 14. Apariencia causa y acción, para la corrosión por movimiento relativo. | 65 |
| Tabla 15. Apariencia causa y acción, para el daño por paso de corriente eléctrica. | 67 |
| Tabla 16. Apariencia, causa y acción, para el descascarado causado por precarga excesiva | 69 |
| Tabla 17. Apariencia causa y acción, para descascarado por compresión radial. | 69 |
| Tabla 18. Apariencia causa y acción, descascarado por compresión axial. | 69 |
| Tabla 19. Apariencia causa y acción, descascarado causado por desalineamiento. | 70 |
| Tabla 20. Apariencia causa y acción, descascarado causado por estrías. | 71 |
| Tabla 21. Apariencia y causa, descascarado por adherencia. | 71 |

| | |
|---|-----|
| Tabla 22. Apariencia causa y acción, para las grietas causadas por manejo descuidado. | 72 |
| Tabla 23. Apariencia causa y acción, para las grietas causadas por ajuste excesivo. | 73 |
| Tabla 24. Frecuencias de falla en rodamientos. | 82 |
| Tabla 25. Aproximación frecuencias de falla rodamientos. | 84 |
| Tabla 26. Resumen características espectrales de las fallas en rodamientos. | 91 |
| Tabla 27. Severidad de envolvente (gE). | 114 |
| Tabla 28. Severidad de energía espectral emitida SEE. | 117 |
| Tabla 29. Tipos de rodamientos para las prácticas. | 135 |
| Tabla 30. Momentos de inercia de los elementos rotativos. | 140 |
| Tabla 31. Pesos de los elementos soportados por el eje principal. | 159 |
| Tabla 32. Descripción de las fallas inducidas. | 168 |
| Tabla 33. Características geométricas de los rodamientos ensayados. | 169 |
| Tabla 34 Frecuencias teóricas rodamiento 6204. | 171 |
| Tabla 35. Frecuencias teóricas rodamiento 7204. | 171 |
| Tabla 36. Frecuencias teóricas rodamiento3204. | 172 |
| Tabla 37. Frecuencias de falla para rodamiento 6204. | 173 |
| Tabla 38. Frecuencias de falla para rodamiento 7204. | 173 |
| Tabla 39. Frecuencias de falla para rodamiento 3204. | 174 |
| Tabla 40. Condición de falla rodamientos 6204. | 192 |
| Tabla 41. Condición de falla rodamientos 7204. | 203 |
| Tabla 42. Condición de falla rodamientos 3204. | 212 |

LISTA DE ANEXOS

| | Pág. |
|--|------|
| ANEXO 1. FORMATO PRACTICA DE LABORATORIO | 229 |
| ANEXO 2. PRINCIPALES FALLAS DE RODAMIENTOS | 234 |
| ANEXO 3. TABLA DE DIAGNOSTICO DE FALLAS EN RODAMIENTOS | 236 |
| ANEXO 4. ETAPAS PRINCIPALES DE FALLA DE RODAMIENTOS | 236 |
| ANEXO 4. ETAPAS PRINCIPALES DE FALLA DE RODAMIENTOS | 237 |
| ANEXO 5. DETERIORO CONTINUO DE UNA FALLA EN UNA PISTA | 237 |
| ANEXO 5. DETERIORO CONTINUO DE UNA FALLA EN UNA PISTA | 238 |
| ANEXO 6. DESGASTE PROGRESIVO A LO LARGO DE LA PERIFERIA DE UNA PISTA | 239 |
| ANEXO 7. DESARROLLO DE UNA FALLA COMO BANDA LATERAL. | 240 |
| ANEXO 8. DETERIORO DE LA CONDICION FINALIZANDO CON SOLTURA MECANICA SEVERA DEL RODAMIENTO SOBRE EL EJE. | 241 |
| ANEXO 9_ MODULACION EXCESIVA AL 1X ALREDEDOR DE LAS FRECUENCIAS DE FALLA, FINALIZANDO CON ARMÓNICOS DE LA VELOCIDAD DE GIRO CAUSADO POR DESCASCARADO EXCESIVO. | 242 |
| ANEXO 10. DEFECTO MARCADO DE PISTA EXTERIOR EN RODAMIENTO. | 243 |
| ANEXO 11. PROPIEDADES MECÁNICAS ACERO SAE 1045 | 244 |
| ANEXO 12. FACTOR DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS K_c | 245 |
| ANEXO 13. FACTORES q Y K_f | 246 |

RESUMEN

TITULO: BANCO EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO DE FALLAS EN RODAMIENTOS MEDIANTE ANALISIS DE VIBRACIONES*

AUTORES: YIRA ALEJANDRA CASTRO MARTINEZ
EDWIN GERMAN PÁEZ PÁEZ**

PALABRAS CLAVES: Vibraciones mecánicas, fallas en rodamientos, monitoreo de la condición.

DESCRIPCION:

Este proyecto se desarrolló con el objeto de contribuir al proceso investigativo en el campo de las vibraciones mecánicas contribuyendo así con la misión de la UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER, aportando bases teóricas y medios didácticos para permitir a los futuros ingenieros mecánicos desarrollar practicas de laboratorio que los preparen para enfrentar problemas reales en maquinaria.

Para el desarrollo del proyecto se diseñó y construyó un banco experimental que permitió adquirir señales de vibración para tres diferentes tipos de rodamientos: rodamiento rígido de bolas, rodamiento de contacto angular y rodamiento de contacto angular de dos hileras; con diferentes grados de daño, y probados a diferentes velocidades; para contrastar estas señales con las señales que la teoría predice se deben obtener en rodamientos defectuosos. Aparte este proyecto permite a los estudiantes de la asignatura vibraciones mecánicas visualizar señales provenientes de rodamientos defectuosos para cuando realicen análisis de vibraciones en campo puedan identificar fallas de este tipo en maquinaria rotativa.

Se encontró gran concordancia entre lo expresado en la teoría y lo obtenido en la practica, y se encontró que el análisis de vibraciones es una herramienta fundamental en el monitoreo de la condición de rodamientos pero para detectar fallas incipientes en rodamientos se hace necesario el uso de equipos que posean técnicas avanzadas de procesamientos de señales ya que las señales provenientes de rodamientos defectuosos en etapas incipiente son de muy baja energía comparadas con las fallas mas comunes como el desbalanceo y la desalineamiento lo que imposibilita su visualización en presencia de las mas energéticas.

* Proyecto de grado.

** Facultad de Ingenierías Físico-mecánica . Escuela de Ingeniería Mecánica. Director Ing. ALFONSO GARCIA CASTRO.

SUMMARY

TITLE: EXPERIMENTAL TEST RIG FOR THE STUDY OF ROLLING ELEMENT BEARINGS FAILURE USING MECHANICAL VIBRATION ANALYSIS*

**AUTHORS: YIRA ALEJANDRA CASTRO MARTINEZ
EDWIN GERMAN PÁEZ PÁEZ****

KEY WORDS: Mechanical vibration, rolling element bearings failure, condition monitoring.

DESCRIPTION:

This project was developed with the objective of contributing to the research process in the mechanical vibration field contributing in this way with the mission of the UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER contributing theoretical basis and didactic elements to allow the future mechanical engineers develop laboratory work that prepare them to face real problems in machinery.

The development of the project was designed and built an experimental test rig that allowed to get vibration signals from different rolling element bearings: deep groove rolling element bearing, angular contact bearing, and two row angular contact bearing, with different damage degrees and tested in different speeds; this to compare these signals with the predicted signals from the theory about bearings failure. Besides this Project allows the students of the mechanical vibration program visualize signals coming from damaged rolling element bearings with the objective that when the student makes a vibration analysis in the field could identify this kind of faults in rotating machinery.

Was found great accordance between what the theory expresses and what was got in the practice, and was found that the vibration analysis is a fundamental tool in rolling element bearings condition monitoring, but to detect incipient faults in rolling element bearings it is needed to use equipment with advanced techniques to process the signal because the signal coming from incipient faults in rolling element bearings are less energetic than the signals coming from common faults like unbalanced and desynchronization, what makes difficult their visualization in the presence of the more energetic signals.

* Degree Work.

** Physical-Mechanical Engineering Faculty, Mechanical Engineering School, Director Eng. ALFONSO GARCIA CASTRO.

INTRODUCCION

El impulso vertiginoso que ha adquirido la industria, debido a la globalización del mercado, plantea nuevos retos a la ingeniería, que debe estar siempre un paso delante de las necesidades del cliente. La ingeniería mecánica no es ajena a estos retos y en un proceso de constante evolución exige al máximo todos sus campos para la búsqueda de soluciones. El desarrollo de maquinaria más veloz y precisa tiene implícita la necesidad de la evolución de los métodos para mantenerlas. En el campo del mantenimiento la evolución ha sido evidente, y mas específicamente dentro del mantenimiento predictivo, el análisis de vibraciones se ha consolidado como la técnica de monitoreo mas ampliamente difundida y eficaz.

Una de las piezas mas importantes en la mayoría de maquinaria rotativa, es sin lugar a dudas, el rodamiento; es por esta razón que el análisis de vibraciones aplicado a rodamientos ha tomado tanta fuerza en el monitoreo de la condición de la maquinaria. Este proyecto proporciona una base teórico practica en el estudio de fallas en rodamientos por medio de análisis de vibraciones mecánicas, para que los estudiantes lo utilicen puedan identificar dichos problemas en el proceso de su formación profesional.

El banco experimental diseñado permite al estudiante complementar su formación teórica con una herramienta didáctica para contrastar en la realidad cómo son las señales provenientes de rodamientos defectuosos, y cómo identificarlas dentro de un espectro proveniente de una máquina real, permitiendo obtener el máximo provecho del analizador de vibraciones para aplicaciones específicas. En los siguientes capítulos se presentan los diferentes tipos de daño en rodamiento, junto con las técnicas disponibles para el análisis de estas señales. Se presentan también los resultados de la experimentación de medición de vibraciones realizada que entrega información valiosa para contrastar los conceptos teóricos con el desarrollo práctico, y por último un

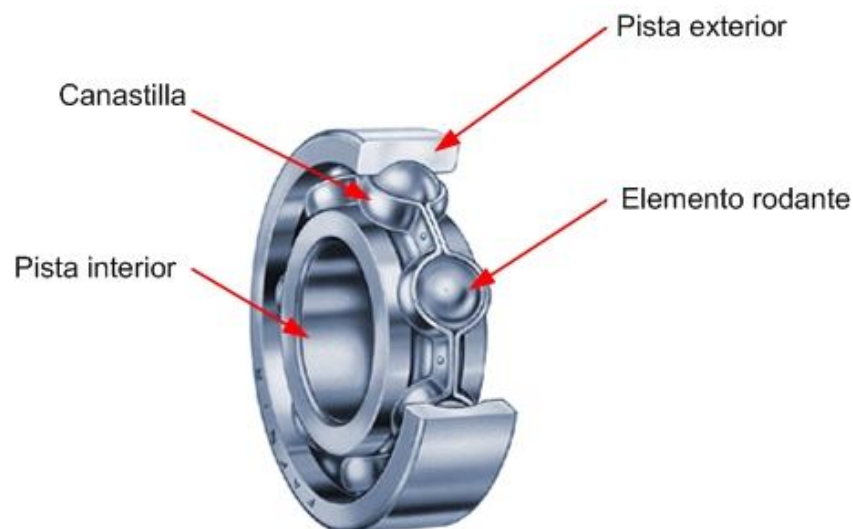
manual de experimentación para el uso adecuado del banco y el correcto desarrollo de las prácticas de laboratorio.

1. FUNDAMENTOS TEORICOS DE RODAMIENTOS

Los cojinetes de elementos rodantes o simplemente conocidos como rodamientos, son elementos de máquina empleados como soporte de flechas rotativas, presentan una alta precisión, bastante simpleza y gran utilidad. Tienen como principio fundamental de funcionamiento la no concordancia de sus superficies, y el movimiento de rodadura que minimiza la pérdida de energía por fricción.

1.1. PARTES FUNDAMENTALES DE UN RODAMIENTO.

Figura 1. Partes fundamentales de un rodamiento.



1.1.1. Pista interior y exterior. Son los elementos que se fijan solidariamente a los dos elementos que acopla el rodamiento. Normalmente la pista interior acopla con el eje mientras que la pista exterior acopla con el alojamiento del rodamiento, pero esta configuración puede cambiar, pero siempre una de las dos pistas permanecerá fija mientras la otra gira.

Los dos aros de las pistas tienen unas gargantas, denominadas **caminos de rodadura**, por donde rodarán los elementos rodantes (bolas, rodillos o agujas).

1.1.2. Elementos rodantes. Los elementos rodantes giran sobre su propio eje produciendo una rodadura sobre los caminos de rodadura de los rodamientos, permitiendo el giro relativo entre los dos aros y de las dos piezas que unen.

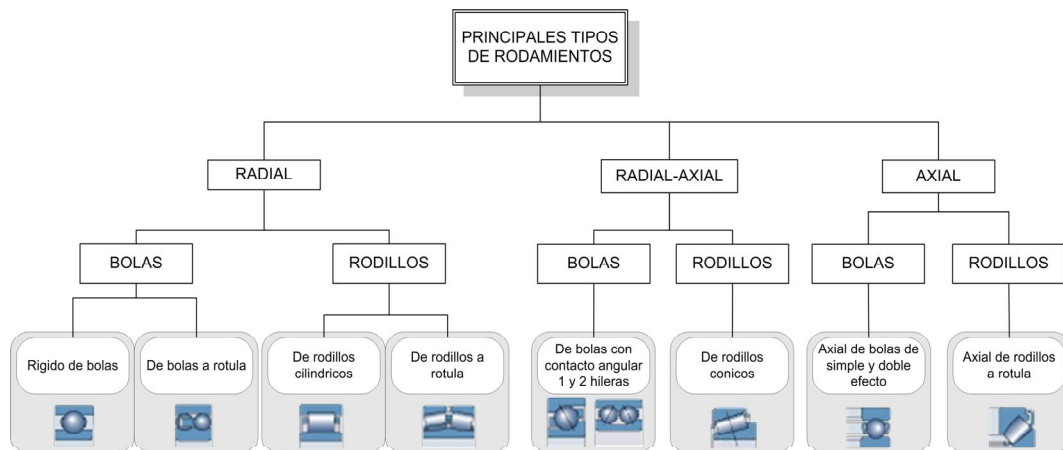
1.1.3. Canastilla. La jaula agrupa los elementos rodantes, manteniendo su posición relativa, evita que los elementos rodantes se desmonten, o choquen entre ellos.

1.2. TIPOS DE RODAMIENTOS.

En el proceso de selección de un rodamientos para una determinada aplicación es muy importante saber qué tipos existen, identificar la forma y disposición de cada uno y sobre todo el tipo de carga puede soportar y en qué dirección.

La *figura 2* Muestra la clasificación, de los principales tipos de rodamientos, dependiendo del tipo de carga que soportan.

Figura 2. Principales tipos de rodamientos.

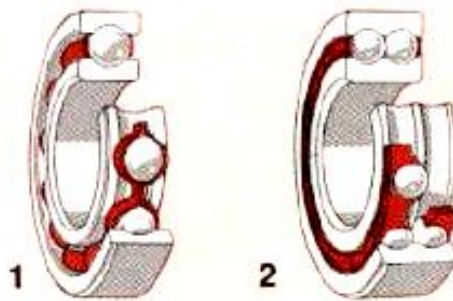


1.2.1. Rodamientos rígidos de bolas. Este tipo de rodamientos ocupa el 70 % de la fabricación mundial de rodamientos, es el más comúnmente utilizado, y que presenta la mejor relación costo beneficio.

Sus caminos de rodadura son profundos y dispuestos de forma simétrica, esta característica los hace aptos para soportar cargas radiales y axiales en cualquier sentido, incluso a altas velocidades, como desventaja presentan sensibilidad al desalineamiento y deflexión del eje.

Existen rodamientos rígidos de una y dos hileras, como se muestra en la *figura 3* respectivamente siendo los de una hilera los de uso más corriente y el más usado de todos los rodamientos.

Figura 3. Rodamientos rígidos de bolas de una (1) y dos 2 hileras.

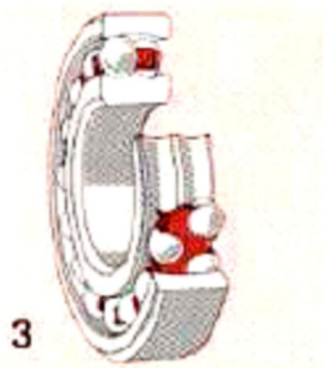


1.2.2. Rodamientos de bolas a rotula. En este tipo de rodamientos dos hileras de bolas ruedan sobre un camino esférico común al aro exterior, esto le confiere la característica de ser autoalineable, permitiéndole absorber pequeñas desviaciones angulares del eje con respecto al soporte.

El grado de desalineamiento angular permisible puede variar de 1 a 3 grados dependiendo del tipo de rodamiento.

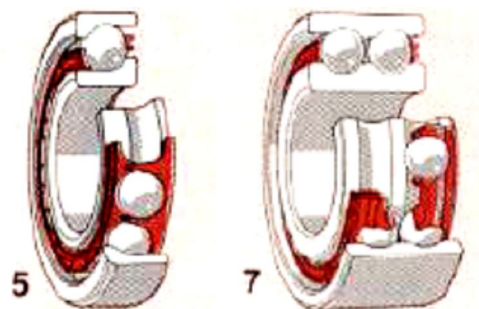
Los rodamientos de bolas a rotula soportan carga radial y carga axial en ambas direcciones al igual que los rígidos de bolas.

Figura 4. Rodamiento de bolas a rotula.



1.2.3. Rodamientos de bolas de contacto angular. Existen de una y dos hileras de bolas. En los de una hilera los caminos de rodadura se disponen de manera que la presión ejercida por las bolas se aplique oblicuamente con respecto al eje. Dada esta disposición este rodamiento es apropiado para soportar, aparte de cargas radiales, grandes cargas axiales pero en una sola dirección. Normalmente se usa este tipo de rodamientos en parejas, montados en sentidos opuestos, para que puedan absorber cargas axiales en ambas direcciones.

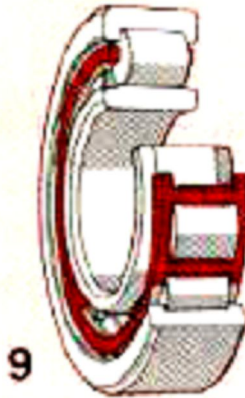
Figura 5. Rodamientos de bolas de contacto angular de una (5) y dos (7) hileras.



En el rodamiento de contacto angular de dos hileras los caminos de rodadura de los aros interior y exterior están desplazados axialmente de tal manera que las líneas de acción de los puntos de contacto forman un rombo. Esta disposición le brinda la posibilidad de soportar carga radial y axial en ambos sentidos.

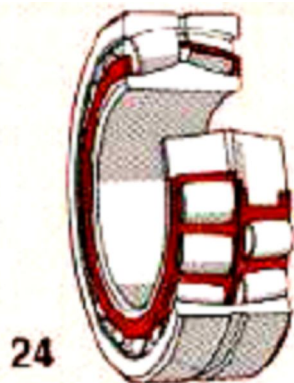
1.2.4. Rodamientos de rodillos cilíndricos. Este tipo de rodamientos tiene una elevada capacidad de carga radial, debido a que poseen una mayor área de contacto comparados con los de bolas. No soportan carga axial a no ser que cuenten con pestañas en ambos lados, aún en este caso la capacidad de carga axial es mínima. No tienen ningún grado de autoalineación.

Figura 6. Rodamiento de rodillos cilíndricos.



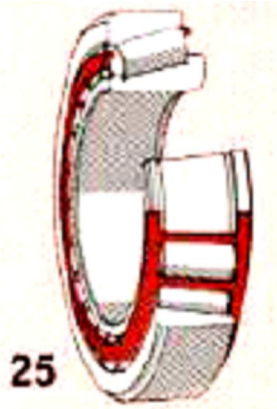
1.2.5. Rodamientos de rodillos a rotula. Se fabrican de dos hileras de rodillos autoalineables, lo que permite pequeñas desviaciones angulares del eje con respecto al alojamiento. Los rodillos ruedan sobre un camino esférico común en el aro exterior y cada uno de los caminos de rodadura del aro interior están inclinados formando un ángulo con el eje del rodamiento. Poseen gran capacidad de carga tanto radial como axial en ambas direcciones, pero su velocidad máxima se reduce a medida que la carga axial aumenta.

Figura 7. Rodamiento de rodillos a rotula.



1.2.6. Rodamientos de rodillos cónicos. Este tipo de rodamientos usa rodillos cónicos rectos. El cono de los rodillos y el camino de rodadura del aro interior tienen el vértice común sobre el eje del rodamiento y el aro exterior o copa debe tener la generatriz del camino de rodadura ligeramente curvada a fin de evitar las cargas de borde en los rodillos.

Figura 8. Rodamiento de rodillos cónicos.



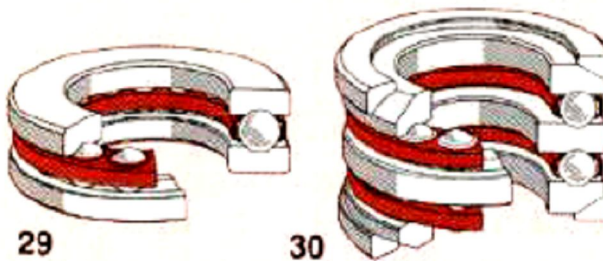
Debido a la posición oblicua de los caminos de rodadura y los rodillos, tienen gran aplicación cuando actúan cargas radiales y axiales simultáneamente, y tanto sea el ángulo entre el eje y los rodillos, mayor será la capacidad de carga axial.

1.2.7 Rodamientos axiales de bolas de simple y doble efecto. Este tipo de rodamiento solo soporta carga axial en una o ambas direcciones; en un solo sentido los de simple efecto y en ambos sentidos los de doble efecto.

Los de simple efecto constan de una hilera de bolas que rueda entre dos aros, uno de menor diámetro interno fijo al eje, y uno de mayor diámetro interno fijo al alojamiento.

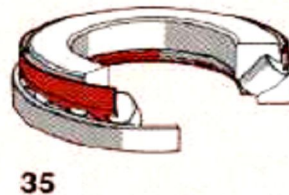
Los de doble efecto tienen dos coronas de bolas y tres aros, el aro central va fijo al eje y los aros de los extremos fijos al soporte

Figura 9. Rodamientos axiales de bolas de simple (29) y doble (30) efecto.



1.2.8. Rodamiento axial de rodillos a rotula. Al igual que los rodamientos radiales a rotula, los rodamientos axiales de rodillos a rotula poseen un camino de rodadura esférico, en el aro del soporte, pero en este caso colocado oblicuamente. En este tipo de rodamientos la línea de acción de la carga en el contacto entre los rodillos y las pistas forman un ángulo con el eje, los rodillos son guiados por unas pestañas en el aro fijo. Estos rodamientos admiten velocidades relativamente altas.

Figura 10. Rodamiento axial de rodillos a rotula.



1.3. CAPACIDAD DE CARGA Y DURACION DE LOS RODAMIENTOS.

La duración de un rodamiento se define en función de la carga para la cual fue diseñado el rodamiento, idealmente. Pero se tienen en cuenta otros factores para obtener un valor real de esta duración, como la carga real que se aplica, condiciones de lubricación y la misma vibración que puede recibir del entorno.

1.3.1. Duración o vida nominal de los rodamientos. La duración nominal de un rodamiento se define como el número de revoluciones (o el número de horas de funcionamiento a una velocidad constante dada) que un rodamiento

es capaz de soportar antes de presentar los primeros síntomas de fatiga (desconchado) en uno de sus aros o de sus elementos rodantes¹.

Es muy probable que dos rodamientos idénticos, funcionando en condiciones iguales, presenten duraciones diferentes, es por eso que esta duración se denomina nominal. La duración nominal, en millones de revoluciones es la duración alcanzada o sobrepasada por el 90% de los rodamientos aparentemente idénticos, de un grupo suficientemente grande en idénticas condiciones de funcionamiento.

Existen otras duraciones definidas para rodamientos como son la duración en servicio y la duración de especificación. La duración en servicio es la duración real alcanzada por un rodamiento antes de quedar inservible. La falla generalmente no la inicia la fatiga, sino el desgaste, la corrosión, la contaminación, entre otros.

La duración en servicio de un rodamiento depende en gran medida de las condiciones de funcionamiento, y los procedimientos empleados en el montaje. La duración de especificación es la duración especificada por el fabricante del equipo y está basada en datos hipotéticos de carga y velocidad suministrados por el mismo.

¹ Manual de Mantenimiento de Rodamientos SKF. SKF condition monitoring, 2000. p 16.

1.3.2. Capacidad de carga dinámica (C). Es la carga constante admisible para una duración nominal del rodamiento de un millón de revoluciones. En el caso de rodamientos radiales, la capacidad de base se refiere a una carga puramente radial y si se trata de rodamientos axiales a una carga puramente axial. En los catálogos de los fabricantes de rodamientos se estipulan las capacidades de carga para cada tipo de rodamiento. La magnitud de esta capacidad depende del tamaño del rodamiento, número de elementos rodantes, materiales y de la ejecución.

1.3.3. Relación entre la carga y la duración nominal del rodamiento. La siguiente ecuación es válida para todos los rodamientos.

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p; \frac{C}{P} = L^{\frac{1}{p}}$$

L: vida útil nominal (1'000.000 rev)

C: capacidad de carga dinámica (Kg. ó N)

P: carga equivalente sobre el rodamiento

C/P: seguridad de carga

P = 3, valor para rodamientos de bolas

P = 10/3, valor para rodamientos de rodillos.

El exponente p de la fórmula ha sido obtenido a partir de ensayos y experimentación.

La relación entre la duración en millones de revoluciones y la duración en horas de funcionamiento se expresa por:

$$L = \frac{60 \times n \times L_h}{1'000.000}$$

L: duración en millones de revoluciones

L_h: duración en horas de funcionamiento.

n: revoluciones por minuto (rpm).

1.3.4. Carga equivalente (P). Cuando se definió la capacidad de carga dinámica se supone que la carga tiene un valor constante durante el tiempo de

utilización del rodamiento, además de cargas puramente radiales y axiales para rodamientos radiales y axiales respectivamente.

Por esta razón, todas las cargas que actúan sobre el rodamiento deben convertirse a una carga imaginaria única que, en términos de duración, tenga sobre el rodamiento la misma influencia que las cargas reales. Esta carga ficticia se denomina carga equivalente P.

Es muy común que sobre un rodamiento radial actúen tanto cargas radiales como axiales. Para estos casos la carga equivalente P se puede calcular a partir de:

$$P = vXF_r + YF_a$$

P: carga equivalente

F_r: carga radial constante real

F_a: carga axial constante real

X: coeficiente radial del rodamiento

Y: coeficiente axial del rodamiento

v: factor de rotación (cuando el aro interno rota v=1.0, cuando el aro externo rota v=1.2).

Los coeficientes X y Y tienen magnitud diferente para cada tipo y tamaño de rodamiento, y se encuentran tabulados en los catálogos de fabricantes. En general estas dependen del ángulo en el que actúa la carga, es decir depende de la relación F_a/F_r . En rodamientos de una hilera, la carga axial no empieza a

influir sobre la carga equivalente hasta que la relación F_a/F_r pase de cierto valor **e**. Por el contrario para los rodamientos de dos hileras, en el cálculo de la carga equivalente se deben tener en cuenta incluso las fuerzas axiales pequeñas. En los rodamientos rígidos de bolas, los coeficientes X y Y además dependen de la relación F_a/C_o donde C_o es la capacidad de carga estática.

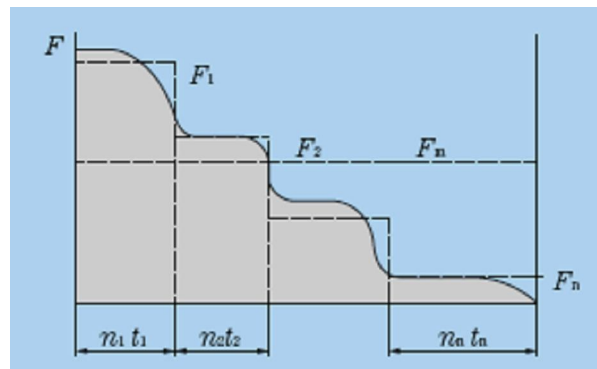
En los rodamientos de rodillo cónicos y en los de contacto angular de una hilera de bolas, la carga radial aplicada origina una fuerza axial que debe tenerse en

cuenta en el cálculo. Normalmente estos rodamientos se montan opuestos entre si.

1.3.5. Carga variable. Normalmente la carga sobre un rodamiento fluctúa y para calcular la carga equivalente se debe determinar una carga media constante F_m , la cual tiene el mismo efecto que la carga variable real.

La carga fluctuante se puede aproximar a un perfil escalonado donde existen fuerzas con diferentes magnitudes la cuales permanecen constantes durante un número dado de revoluciones, pudiéndose calcular la carga media F_m como:

Figura 11. Aproximación para carga fluctuante.



$$F_m = \sqrt{\frac{F_1^3 N_1 + F_2^3 N_2 + F_3^3 N_3 + \dots}{N}}$$

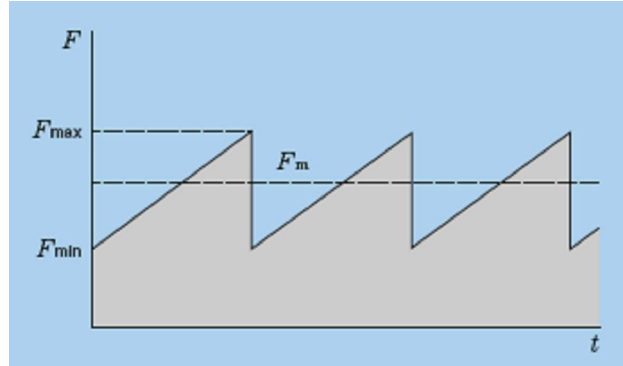
F_1, F_2, \dots, F_n : Cargas constantes durante N_1, N_2, \dots, N_n revoluciones

N : Número total de revoluciones ($N=N_1+N_2+\dots+N_n$) durante las cuales actúan las cargas F_1, F_2, \dots, F_n .

Si la velocidad del rodamiento, y la dirección de la carga permanecen constantes, y la magnitud de la carga fluctúa linealmente entre F_{min} y F_{max} se puede calcular la carga media como:

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3}$$

Figura 12. Aproximación para carga fluctuante lineal.



1.3.6. Capacidad de carga estática. Cuando un rodamiento bajo carga se encuentra parado, efectúa movimientos lentos de oscilación o, funciona a velocidades muy bajas su capacidad de soportar carga no está determinada por la fatiga del material, sino por la deformación permanente generada en los puntos de contacto y los caminos de rodadura. Esto también es válido para rodamientos giratorios sometidos a cargas elevadas de choque una fracción de revolución.

La carga estática se define como la carga que produce una deformación permanente total, del elemento rodante y del camino de rodadura, en el punto de contacto más cargado, igual a 0,0001 de diámetro del elemento rodante².

1.3.7. Carga estática equivalente. La ecuación para el cálculo de la carga estática equivalente P_o es similar a la aplicada para encontrar la carga dinámica equivalente P .

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a$$

En la información técnica de los rodamientos se encuentran los datos de X_o y Y_o para el cálculo de la carga estática equivalente; si la carga P_o es menor que F_r , se toma $P_o = F_r$.

² Rojas G, Hernán; RODAMIENTOS I parte; ediciones UIS Bucaramanga 1984, p 103

1.3.8. Capacidad de carga estática necesaria Co. No es más que la aplicación de un factor de seguridad al cálculo de la carga estática equivalente de la siguiente manera:

$$C_o = S_o P_o$$

S_o: factor de seguridad estático.

Tabla 1. Valores de factores de seguridad estático según aplicación.

| Condiciones de operación | Rodtos. de bolas | Rotos. de rodillos |
|---|------------------|--------------------|
| Requerimiento de alta precisión rotacional | 2 | 3 |
| Requerimiento de precisión rotacional normal (Aplicación universal) | 1 | 1.5 |
| Permite ligero deterioro de la precisión rotacional (Baja velocidad, altas cagas, etc.) | 0.5 | 1 |

Notas 1: Para rodamientos axiales de rodillos esféricos, el valor mínimo de S_o=4.
 2: Para rodamientos de aguja con cubierta, el valor mínimo de S_o=3.
 3: Cuando se presenten cargas de impacto y/o vibración, un factor de carga basado en los requerimientos para cargas de impacto debe ser considerado en la determinación del valor máximo de P_o.
 4: Si una considerable carga axial es aplicada a los rodamientos rígidos de bolas o a los de bolas a contacto angular, el óvalo de contacto puede exceder los límites de la superficie de la pista.
 Para mayor información, por favor contactar a Ingeniería de NTN.

1.3.9. Influencia de la vibración en la vida de un rodamiento³. Las formulas anteriormente descritas aplican para rodamientos operando en condiciones normalizadas que no contemplan la influencia de un medio en vibración. Para el caso en que el rodamiento se encuentre en una máquina expuesta a vibración se han desarrollado formulas para calcular su vida, en función de la amplitud de vibración como sigue:

$$H = \left[\frac{C}{L + 6.7753 \times 10^{-5} M \cdot V \cdot F} \right]^3 \times \left[\frac{16667}{RPM} \right]$$

Donde:

H: Vida útil del rodamiento en horas

C: Capacidad de carga dinámica del rodamiento especificada por el fabricante en lbs

L: Carga aplicada en servicio al rodamiento en lbs

M: Peso en libras de la masa opuesta a la vibración.

V: Amplitud de la vibración en velocidad en PPS (pulgadas por segundo)

³ Análisis de un solo canal, CSI Computacional Systems Incorporated, Knoxville, Tennessee, E.E.U.U., 1993.

F: Frecuencia de la vibración en CPM (ciclos por minuto) o RPM.

A continuación se presentan los resultados de esta fórmula para los siguientes datos de ejemplo:

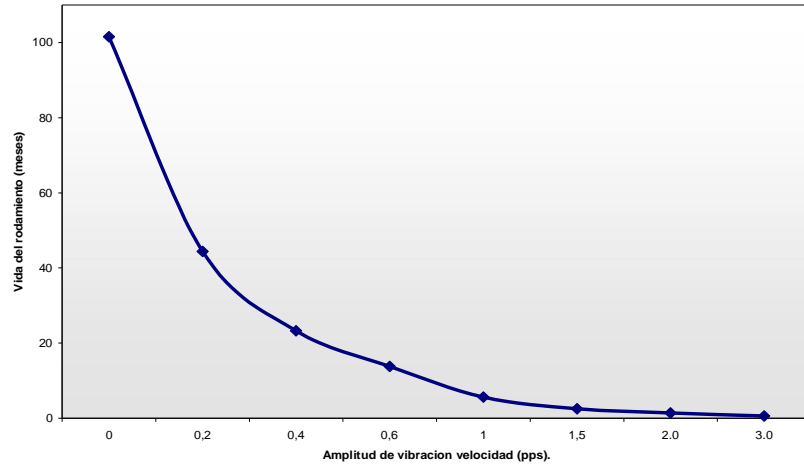
- Carga muerta 1000 lbs
- Capacidad del rodamiento: 20000lbs
- RPM= 1800

Tabla 2. Duración de un rodamiento en función de la amplitud de vibración.

| Amplitud de vibración en PPS | Carga aplicada | Duración del rodamiento En meses | % de duración comparada con la duración a 0,2 PPS |
|-------------------------------------|-----------------------|---|--|
| 0 | 1000 | 101,52 | 228 |
| 0,2 | 1316 | 44,4 | 100 |
| 0,4 | 1633 | 23,28 | 52 |
| 0,6 | 1950 | 13,8 | 31 |
| 1,0 | 2584 | 5,6 | 13 |
| 1,5 | 3376 | 2,5 | 6 |
| 2.0 | 4169 | 1,4 | 3 |
| 3.0 | 5754 | 0,57 | 1.1 |

Figura 13. Influencia de la vibración en la vida de un rodamiento.

INFLUENCIA DE LA VIBRACION EN LA DURACION DE UN RODAMIENTO



2. FALLAS EN RODAMIENTOS Y SUS CAUSAS

Los rodamientos actúan como una fuente de ruido y vibración debida tanto a la variación de compliancia como a la presencia de defectos en ellos. Los defectos en los rodamientos se pueden clasificar como ***distribuidos y localizados***.⁴

El hecho de que la distribución de carga varíe sobre los elementos rodantes a medida que éstos giran sobre las pistas de rodadura hace que los rodamientos se comporten por si mismos en un generador de vibraciones. Este comportamiento puede provenir tanto de rodamientos geoméricamente perfectos como de rodamientos con imperfecciones de manufactura, problemas de instalación, lubricación y condiciones ambientales inadecuadas o de algún otro factor que ayude a producir desgaste o fatiga.

2.1. DEFECTOS LOCALIZADOS.

Son en general producidos por grietas, hendiduras, rebordes, resaltes, picaduras y descascaramiento. El mas común de todos es la picadura de las pistas o de los elementos rodantes, causado cuando una grieta por fatiga originada subsuperficialmente que se propaga hacia la superficie hasta que una pieza de metal se desprende superficialmente produciendo un pequeño defecto.

2.2. DEFECTOS DISTRIBUIDOS.

Dentro de éstos se encuentran: las rugosidades superficiales, ondulaciones sobre las pistas, desalineamiento de las pistas y elementos rodantes desiguales. Pueden ser causados por errores en la manufactura, inadecuada instalación o debidos al desgaste.

⁴ Tandon, N. Choudhury, A. Tribology Internacional, Vol. 32, 1999, pp. 469-480

Los rodamientos son considerados unas de las partes mas importantes casi en la totalidad de las máquinas, por esta razón han sido objeto de investigación durante muchos años, y las casa fabricantes mantienen una reñida disputa por mantenerse a la vanguardia en este campo.

Como resultado de estas investigaciones se cuenta ahora con la capacidad de calcular la vida de los rodamientos con gran exactitud, además se ha hecho posible ajustar la vida del rodamiento a su aplicación en la máquina.

Desafortunadamente algunas veces los rodamientos no alcanzan su vida esperada, pueden existir varias razones para esto, una carga mas alta de la que se había anticipado, inadecuada o insuficiente lubricación, manejo descuidado, sellado inefectivo, o ajustes muy justos resultando en insuficiente juego interno. Cada uno de estos factores produce su propio tipo de daño, y deja su propia marca en el rodamiento. Por consiguiente examinando un rodamiento dañado es posible, en la mayoría de los casos, formarse una idea acerca de las causas del daño y procurar acciones correctivas para evitar su recurrencia.

2.3. VIDA UTIL DE UN RODAMIENTOS.

Generalmente un rodamiento no puede funcionar eternamente. A menos que opere en condiciones ideales, y no se alcance el límite de fatiga, tarde o temprano ocurrirá la fatiga del material. El periodo hasta que el primer signo de fatiga aparece es función del número de revoluciones desarrolladas por el rodamiento y la magnitud de la carga. La fatiga es el resultado de esfuerzos cortantes cíclicos en la zona de carga del rodamiento. Después de un tiempo estos esfuerzos causan grietas las cuales se extienden gradualmente hacia la superficie. Cada vez que un elemento rodante pasa sobre la grieta este arranca fragmentos de material, esto se conoce como descascaramiento o astillamiento (flaking o spalling en ingles). El descascaramiento aumenta progresivamente en extensión y eventualmente convierte el rodamiento en inservible.

La vida del rodamiento se define como las revoluciones que puede dar el rodamiento antes de que ocurra un descascaramiento incipiente. Esto no quiere decir que el rodamiento no pueda ser utilizado luego. El descascaramiento es un proceso de arranque relativamente lento y permite ser detectado por el incremento en los niveles de ruido y vibración. Por lo tanto se cuenta con suficiente tiempo para planear el cambio del rodamiento.

2.4. PATRONES DE HUELLA Y SU INTERPRETACION.

Cuando un rodamiento gira bajo una carga, las superficies de contacto de los elementos rodantes y las pistas normalmente se tornan un poco romas en apariencia. Esto no es un indicador de desgaste en el sentido común de la palabra y no tiene relevancia en la vida del rodamiento; la superficie roma en una pista interior o exterior forma un patrón llamado patrón de huella. Este patrón varía en apariencia según las condiciones de rotación y de carga. Examinando el patrón de huella en un rodamiento desarmado que ha estado en servicio, es posible tener una buena idea de las condiciones bajo las cuales el rodamiento ha estado operando. El estudio de estos patrones permitirá al analista la capacidad de hacer correcciones en las condiciones de operación para mejorar la vida de los rodamientos.

La siguiente serie de figuras ilustra patrones de huella bajo diferentes condiciones de operación normales (*fig 14 a 21*) y a continuación patrones resultado de condiciones de operación anormales (*fig 22 a 26*).

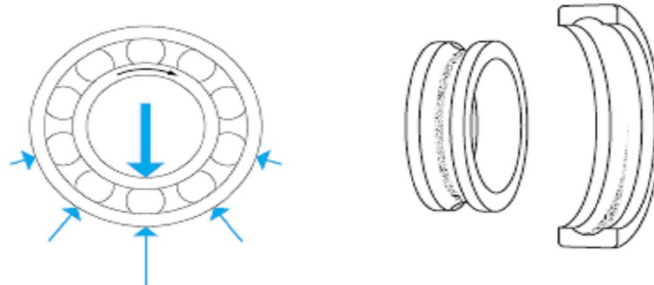
La apariencia y localización de los patrones ha probado ser útil en el diagnóstico de las causas del daño.

2.4.1. Carga radial unidireccional, pista externa fija pista interna rotando.

Pista interna: patrón de huella de ancho uniforme, posicionado en el centro y extendido a lo largo de toda la circunferencia.

Pista exterior: patrón huella mas ancho en la dirección de la carga angostándose del centro hacia los extremos. Con el ajuste y holgura normal la huella se extiende casi hasta media circunferencia de la pista.

Figura 14. Patrón huella por carga radial unidireccional, pista interna rotando.

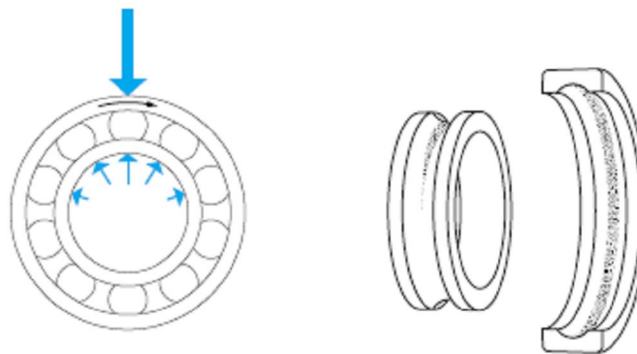


2.4.2. Carga radial unidireccional, pista externa rotando, pista interna fija.

Pista interna: patrón huella mas ancho en la dirección de la carga angostándose del centro hacia los extremos. Con el ajuste y holgura normal la huella se extiende casi hasta media circunferencia de la pista.

Pista externa: patrón de huella de ancho uniforme, posicionado en el centro y extendido a lo largo de toda la circunferencia.

Figura 15. Patrón huella por carga radial unidireccional, pista externa rotando.

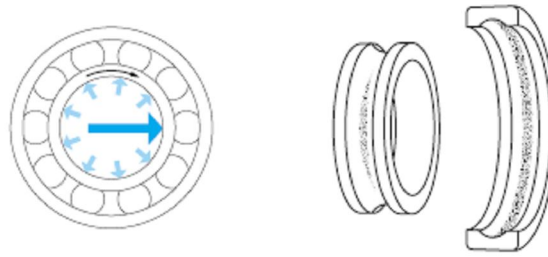


2.4.3. Carga radial rotando en fase con la pista interna, pista interna rotando, pista externa fija.

Pista interna: huella más ancha en la dirección de la carga, y angostándose del centro hacia los extremos. Con el ajuste y holgura normal la huella se extiende casi hasta media circunferencia de la pista.

Pista externa: patrón de huella de ancho uniforme, posicionado en el centro y extendido a lo largo de toda la circunferencia.

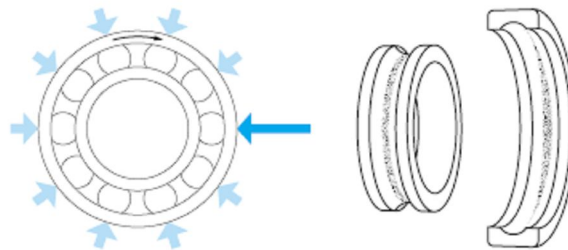
Figura 16. Patrón huella por carga radial rotando en fase con la pista interna.



2.4.4. Carga radial rotando en fase con la pista externa. Pista interna fija y pista externa rotando. *Pista interna:* patrón de huella de ancho uniforme, posicionado en el centro y extendido a lo largo de toda la circunferencia.

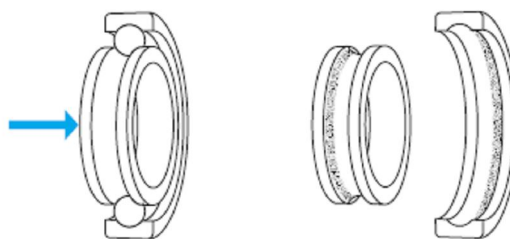
Pista externa: huella más ancha en la dirección de la carga, y angostándose en el centro los extremos. Con el ajuste y holgura normal la huella se extiende casi hasta media circunferencia de la pista.

Figura 17. Patrón huella por carga radial rotando en fase con la pista externa.



2.4.5. Carga axial unidireccional. Rotando la pista interna o externa. *Pista interna y externa:* patrón de huella de ancho uniforme, extendido a lo largo de toda la circunferencia de las pistas en ambos aros y desplazadas lateralmente.

Figura 18. Patrón huella por Carga axial unidireccional.

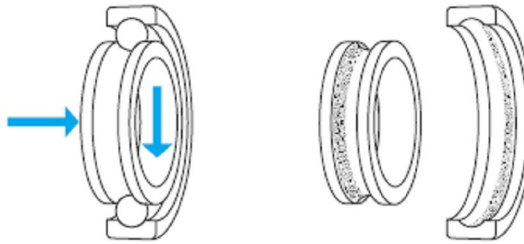


2.4.6. Combinación de cargas axial y radial unidireccionales pista interna rotando y pista externa fija.

Pista interna: patrón de huella de ancho uniforme, a lo largo de toda la circunferencia y desplazado lateralmente.

Pista externa: patrón extendido por toda la circunferencia de la pista y desplazado lateralmente. El patrón es mas ancho en la dirección de la carga radial.

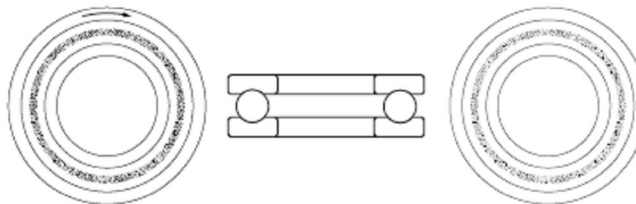
Figura 19. Patrón huella por Combinación de cargas axial y radial unidireccionales.



2.4.7. Carga axial unidireccional. Rotando el aro del eje, fijo el aro del housing.

Aro del eje y el housing: patrón huella uniforme en ancho, extendido a lo largo de toda circunferencia en las pistas de ambos aros.

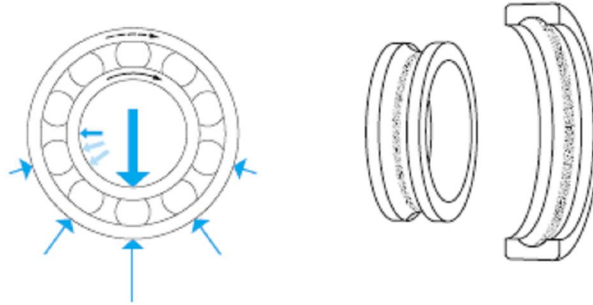
Figura 20. Patrón huella por Carga axial unidireccional en rodamientos axiales.



2.4.8. Carga radial unidireccional+desbalanceo. Pista interna rotando, pista externa deslizándose.

Pista interna y externa: patrón huella de ancho uniforme, extendido en toda la circunferencia de ambas pistas.

Figura 21. Patrón huella por Carga radial unidireccional más desbalanceo.

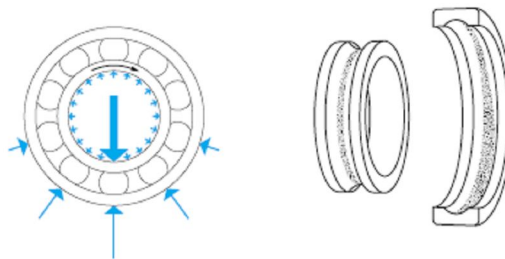


2.4.9. Montaje con precarga, muy ajustado, carga radial unidireccional.

Pista interna rotando, pista externa fija. *Pista interna:* patrón huella de ancho uniforme, posicionado en el centro, y extendido a lo largo de toda la circunferencia de la pista.

Pista externa: huella posicionada en el centro y a lo largo de toda la circunferencia, el patrón es más ancho en la dirección de la carga radial.

Figura 22. Patrón huella por Montaje con precarga, muy ajustado.

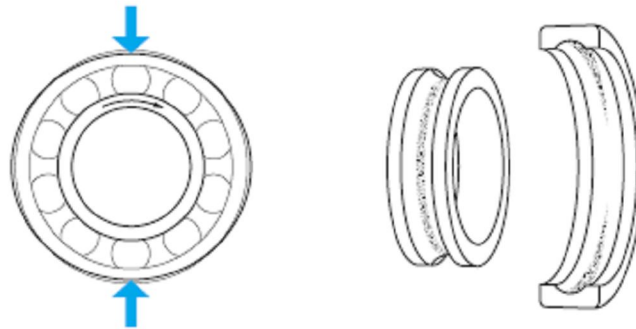


2.4.10. Compresión radial de la pista externa. Rotando la pista interna,

pista externa fija. *Pista interna:* Patrón de huella uniforme en ancho, posicionado en el centro por toda la circunferencia de la pista.

Pista externa: patrón posicionado en dos secciones de la pista, opuestas diametralmente. El patrón es mas ancho en la dirección de la compresión.

Figura 23. Patrón huella por Compresión radial de la pista externa.

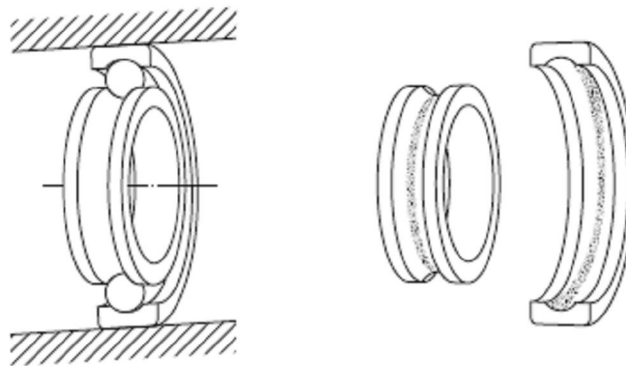


2.4.11. Pista externa desalineada. Pista interna rotando, pista externa fija.

Pista interna: huella de ancho uniforme, centrado y por toda la periferia de la pista.

Pista externa: huella en dos secciones diametralmente opuestas, desplazadas diagonalmente una con respecto a la otra.

Figura 24. Patrón huella para pista externa desalineada.

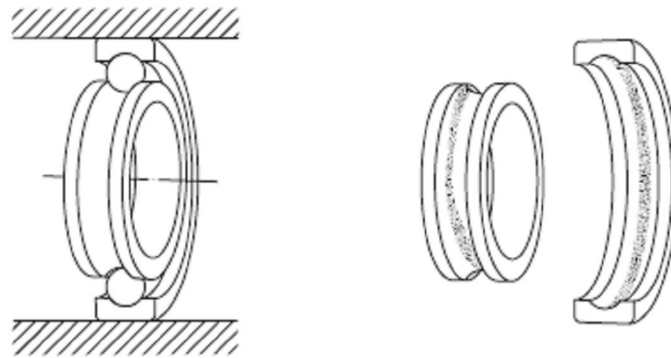


2.4.12. Pista interna desalineada. Pista interna rotando y pista externa fija.

Pista interna: huella ubicada en dos posiciones opuestas diametralmente, desplazadas diagonalmente la una en relación a la otra.

Pista externa: patrón huella más ancho en la dirección de la carga y más delgado hacia los extremos. La holgura interna se reduce en proporción al desalineamiento de la pista interna; la longitud de la huella depende la disminución de la holgura interna.

Figura 25. Patrón huella para Pista interna desalineada.

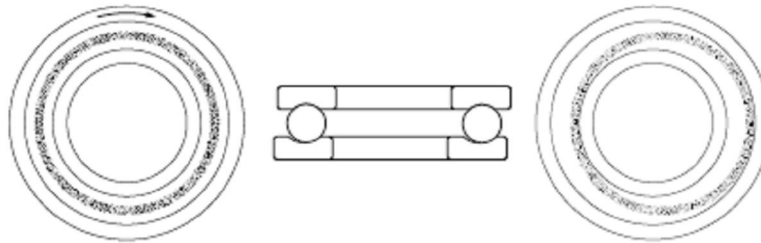


2.4.13. Aro del housing posicionado excéntricamente con respecto al aro del eje. Rotando el aro del eje. Rotando el aro del eje, el aro del housing fijo.

Aro del eje: huella uniforme en ancho, a lo largo de toda la circunferencia de la pista.

Aro del housing: huella de ancho uniforme a lo largo de toda la pista, y descentrada con respecto a la pista.

Figura 26. Patrón de desgaste en rodamientos axiales.



2.4.14. Aro del housing desalineado. Aro del eje en rotación, aro del housing fijo. *Aro del eje:* huella de ancho uniforme por toda la circunferencia de la pista.

Aro del housing: huella centrada en toda la pista pero más ancha hacia uno de los lados de la misma.

2.5. DIFERENTES TIPOS DE DAÑOS EN RODAMIENTOS.

Cada una de la diferentes causas de fallas en rodamientos produce su propio daño característico, conocido como daño primario que a su vez al incrementarse da paso a una segunda etapa de daño como (flaking o cracks).

Incluso en una etapa de daño primaria el rodamiento puede ser desechado dado su excesivo valor en vibración o ruido. Un rodamiento dañado normalmente muestra una combinación de daño primario y secundario.

Los tipos de daño se pueden clasificar como sigue:

Figura 27. Tipos de daño en rodamientos.



2.5.1. Desgaste. En condiciones normales no es apreciable el desgaste en los rodamientos. De todas formas el desgaste puede ocurrir debido al ingreso de partículas extrañas en el rodamiento o por lubricación inadecuada. La vibración en rodamientos que no están girando también puede incrementar el desgaste.

Desgaste causado por partículas abrasivas. Partículas abrasivas pequeñas, tales como arena y virutas las cuales pueden ingresar en el rodamiento causan desgaste en las pistas, elementos rodantes y canastilla. Las superficies se transforman en romas en un grado que varia de acuerdo al tamaño y naturaleza de las partículas. Algunas veces partículas gastadas de latón o bronce provenientes de la canastilla se tornan de color verdoso transmitiendo este tono a la grasa.

La cantidad de partículas abrasivas se incrementa gradualmente con el desgaste de las superficies en rotación. Por lo tanto el desgaste se convierte en un proceso acelerado y al final las superficies se gastan tanto que dejan el rodamiento inservible.

Las partículas abrasivas pueden ingresar al rodamiento debido a una falla del sistemas de sellado, siendo la operación de sellado delicada y dependiente de cada aplicación. También pueden ingresar partículas abrasivas con grasa contaminada o durante la operación de montaje.

Tabla 3. Desgaste causado por partículas abrasivas.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|---|---|--|
| Pequeñas hendiduras alrededor de las pistas y los elementos rodantes. Superficies romas y gastadas. | Falta de limpieza antes y durante la operación de montaje | No destapar el rodamiento hasta justo antes de montarlo. Mantener el sitio de trabajo y las herramientas limpias |
| Grasa en tono verde descolorido | Sello en mal estado | Revisar y mejorar el sistema de sellado |
| | Lubricante contaminado por partículas gastadas de la canastilla de bronce | Siempre utilizar, lubricante nuevo. Limpiar las graseras. Filtrar el aceite. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Desgaste causado por lubricación inadecuada. Si no hay suficiente lubricante, o este ha perdido sus propiedades lubricantes, no se forma adecuadamente la película hidrodinámica que soporta la carga, es entonces cuando ocurre el contacto metal - metal entre los elementos rodantes y las pistas. En su fase inicial el desgaste resultante tiene aproximadamente el mismo efecto de un pulido. Los picos de las asperezas microscópicas, que permanecen después del proceso de producción, son arrancadas. Esto da a la superficie una especie de acabado de espejo.

Figura 28. Pista interior desgastada debido a lubricación pobre.



Fuente: NSK Bearing Doctor, diagnostico rápido de fallas en rodamientos.

Tabla 4. Desgaste causado por lubricación inadecuada.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|---|---|---|
| Superficie roma, frecuentemente como acabado al espejo; en etapas finales descolonizadas en tonos del azul al marrón. | El lubricante ha llegado al límite de su vida útil, y ha perdido sus propiedades lubricantes. | Verificar que el lubricante esta alcanzando el rodamiento. Realizar lubricación mas frecuentemente |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Desgaste causado por vibración. Cuando un rodamiento no está en funcionamiento, no hay película lubricante entre los elementos rodantes y las pistas. La ausencia de esta película lubricante permite el contacto metal-metal y las vibraciones producen pequeños movimientos relativos entre los elementos rodantes y las pistas. Como resultado de este movimiento, pequeñas partículas se desprenden de las superficies y estas propician la formación de depresiones en las pistas. Este daño es conocido como falso endurecimiento (false brinelling). Las bolas producen cavidades esféricas mientras que los rodillos producen estrías o acanaladuras.

En muchos casos, es posible distinguir herrumbre roja en el fondo de las depresiones. Esto es causado por la oxidación de las partículas desprendidas, las cuales tienen una gran área en comparación con su volumen, como

resultado de su exposición al aire. No hay daño visible en los elementos rodantes.

Cuanto mayor sea la energía de vibración mayor será el daño. El tiempo de exposición, y la magnitud de la holgura interna tienen influencia, pero la frecuencia de vibración no parece tener efecto significativo.

Los rodamientos de rodillos han demostrado ser más susceptibles a este tipo de daño que los rodamientos de bolas. Esto es debido a que las bolas pueden rodar en cualquier dirección, los cilindros por otra parte solo rotan en una dirección; el movimiento en una misma dirección toma la forma del deslizamiento, los rodamientos de rodillo cilíndricos son los más susceptibles.

Las acanaladuras resultantes de las vibraciones algunas veces son muy parecidas a las acanaladuras formadas a partir del paso de corriente eléctrica, de todas formas en el último caso el fondo de la depresión es de color oscuro no de color claro o corroído.

El daño causado por corriente eléctrica es también distinguible porque además de las pistas los elementos rodantes también sufren acanaladuras.

Figura 29. Anillo interior expuesto a desgaste por vibración.



Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Tabla 5. Desgaste causado por vibración.

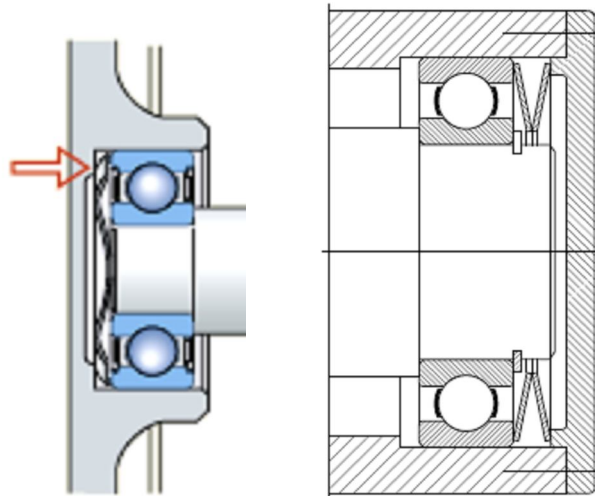
| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|--|---|---|
| <p>Depresiones en las pistas, estas depresiones son rectangulares en los rodamientos de rodillos y circulares en los rodamientos de bolas. El fondo de estas depresiones puede ser claro o corroído.</p> | <p>El rodamiento ha sido expuesto a vibración mientras estaba estacionario.</p> | <p>Asegure el rodamiento durante su transporte por medio de carga radial. Ubique amortiguadores de vibración en las bases. Donde sea posible use rodamientos de bolas en vez de rodamientos de rodillos. Emplee baño de aceite para lubricar donde sea posible.</p> |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Se encuentran rodamientos con daño por vibración en máquinas que no están en operación ubicadas cerca de maquinas que son fuentes de vibración. Algunos ejemplos son ventiladores de transformadores, rodamientos en máquinas transportadas por tierra, o con movimiento excesivo en su transporte.

Donde las máquinas son sujeto de vibración constante, es necesario tener en cuenta el efecto de estas en los rodamientos desde la etapa de diseño. Por consiguiente deben seleccionarse rodamientos de bolas en vez de rodamientos de rodillos donde esto sea posible, la capacidad de los rodamientos de bolas de resistir las vibraciones sin sufrir daño, también puede ser considerablemente mejorada con la aplicación de una precarga con la ayuda de resortes, como se muestra en la *figura 30*. Un baño de aceite en el cual los elementos rodantes en la zona de carga están sumergidos en aceite, ha probado también brindar una protección satisfactoria. Una base que amortigüe la vibración también ayuda a prevenir el daño.

Figura 30. Resortes de precarga para rodamientos.

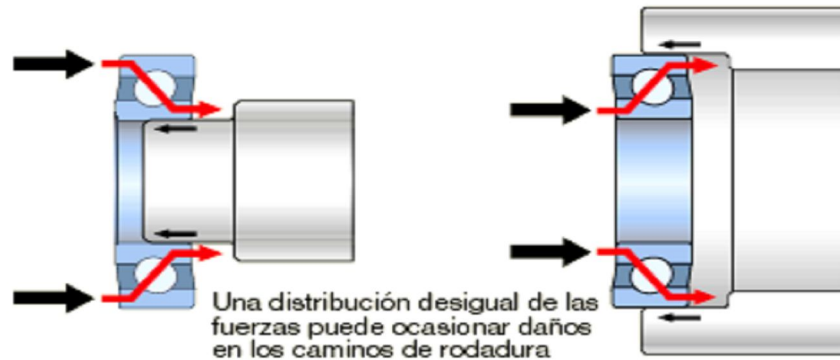


Los rodamientos en máquinas que van a ser transportadas pueden ser protegidos, bloqueando el eje, lo que previene los pequeños movimientos repetitivos que tienden a dañar los rodamientos.

2.5.2. Muestras (indentations). Las pistas y los elementos rodantes de un rodamiento pueden quedar abollados si la presión para su montaje es aplicada en el aro equivocado, de tal manera que este pase a través de los elementos rodantes, o si existe alguna carga anormal mientras el rodamiento no se encuentra en operación. Partículas abrasivas también pueden causar muestras.

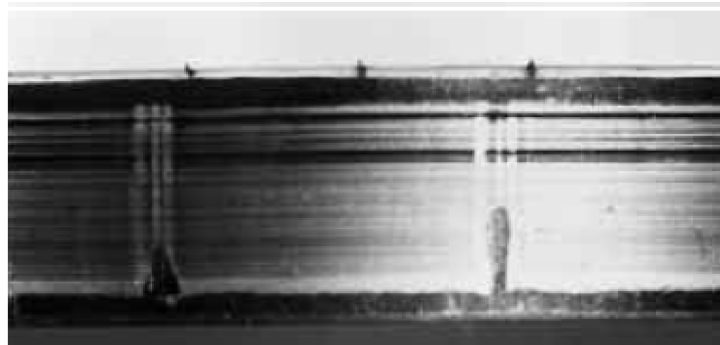
Muestras causadas por mal montaje o sobrecargas. La distancia entre las hendiduras es el mismo espacio entre los elementos rodantes. Los rodamientos de bolas son propensos a las muestras si la fuerza de montaje es aplicada de tal manera que pase a través de los elementos rodantes. Los rodamientos de bolas a rotula o auto- alineables son particularmente susceptibles al daño bajo estas condiciones. La *figura 31* muestra la manera incorrecta de montaje cuando la fuerza de ajuste pasa a través de los elementos rodantes.

Figura 31. Montaje incorrecto de rodamientos.



Los rodamientos que están montados con un ajuste de interferencia excesivo, también desarrollan muescas.

Figura 32. Muescas causadas por partículas extrañas en la pista externa de un rodamiento.



Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Tabla 6. Muescas causadas por mal montaje o sobrecargas.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|--|--|--|
| Muescas en las pistas de los dos aros, espaciadas la misma distancia de separación entre los elementos rodantes. | Presión de montaje aplicada en el anillo equivocado. | Aplicar la presión de montaje al anillo con el ajuste de interferencia. Seguir las indicaciones del fabricante del rodamiento para su montaje. |
| | Sobrecarga mientras no opera | Eliminar la sobrecarga o usar un rodamiento con mayor rango de carga estática. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Muecas causadas por partículas extrañas. Partículas extrañas tales como virutas, limaduras y rebabas, las cuales han logrado entrar en el rodamiento causan hendiduras o muescas son arrastradas por los elementos rodantes en las pistas. Las partículas para producir este daño no necesitan ser duras, pequeñas piezas de papel, o hilos de algodón y textiles utilizados para limpiar también pueden producir muescas en este caso estas son pequeñas y se encuentran distribuidas a lo largo de las pistas.

Figura 33. Hendiduras en rodillos cilíndricos por partículas extrañas.



Fuente: NTN Care and Maintenance of Bearings.

Tabla 7. Muecas causadas por partículas extrañas.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|---|--|--|
| Pequeñas muescas distribuidas alrededor de las pistas de ambos anillos y en los elementos rodantes. | Ingreso de partículas extrañas en el rodamiento. | Procurar el máximo de limpieza durante la operación de montaje. Descontaminar el lubricante. Verificar los sellos. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

2.5.3. Adherencia. Cuando dos superficies lubricadas inadecuadamente se deslizan una contra la otra, bajo la acción de una carga, se transfiere material de una superficie a la otra. Esto es conocido como adherencia, y las superficies involucradas se empiezan a rayar con una apariencia desgarrada. Cuando ocurre adherencia, el material generalmente se calienta, a tan alta temperatura

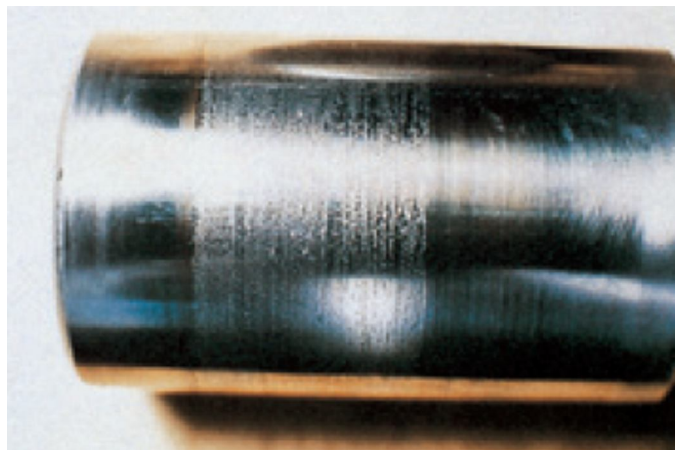
que ocurre un retemplado. Esto produce concentración de esfuerzos que pueden causar grietas o descascaramiento.

La adherencia también puede incrementarse cuando los elementos rodantes están sujetos a alta aceleración al entrar a la zona de carga, si los aros del rodamiento tiene rotación relativa al eje o al porta-rodamiento esto causa smearing en el agujero y la superficie exterior.

En los rodamientos de bolas axiales, puede ocurrir adherencia si la carga es demasiado liviana en relación a la velocidad de rotación.

Adherencia de los rodillos y las pistas. En algunas circunstancias el smearing puede suceder en la superficie de los rodillos y de las pistas en rodamientos de rodillos esféricos y cilíndricos. Esto es causado por la rotación retardada del rodillo en la zona descargada, donde los rodillos no son conducidos por las pistas, como consecuencia de esto su velocidad de rotación es menor que cuando están en la zona de carga. Por lo tanto los rodillos sufren una rápida aceleración y el deslizamiento resultante es tan severo que en muchos casos produce adherencia.

Figura 34. Señales de daño por adherencia en un rodillo.



Fuente: NTN Care and Maintenance of Bearings.

Tabla 8. Adherencia en pistas y rodillos.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|---|--|--|
| Áreas con cráteres y descolonizadas al inicio de la zona de carga en las pistas y en la superficie de los rodillos. | Aceleración de los rodillos al entrar en la zona de carga. | Lubricante más adecuado. Reducir la holgura interna del rodamiento. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Adherencia en las pistas espaciadas a la misma distancia de los rodillos.

Frecuentemente, cuando los rodamientos de rodillos cilíndricos están en proceso de montaje, el anillo con el ensamble entre rodillos y canastilla se ladea, o sea se gira. Es entonces cuando los rodillos rayan la pista del otro anillo, causando adherencia en forma de vetas largas y transversales. Este tipo de daño se puede evitar si el rodamiento se lubrica bien y uno de los anillos es girado al momento de la operación de montaje. Cuando se tiene que montar un gran número de rodamientos es aconsejable el uso de un anillo de montaje. Daño similar puede incrementarse si los aros del rodamiento son montados con ajustes muy altos en relación con la holgura interna, lo que produce una precarga.

Figura 35. Rastros de Adherencia en la pista exterior espaciado a la distancia de los elementos rodantes.



Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

En las pistas de rodamientos de rodillos esféricos, la presencia de vetas es el resultado del manejo descuidado o prácticas incorrectas de montaje, carga o excesiva presión aplicada en el aro incorrecto, sin girar el aro, produce vetas de adherencia transversal y estrecha en las pistas como se observa en la *figura35*.

Tabla 9. Adherencia causas y corrección.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|---|---|--|
| Vetas transversales de adherencia a intervalos equivalentes a la distancia entre los rodillo, en las pistas de rodamientos de rodillo cilíndricos | Durante la operación de montaje el aro con los rodillos y la canastilla entra torcido con respecto al otro aro. | Girar las pistas interna y externa durante la operación de montaje. Lubricar bien las superficies. Usar un anillo de montaje. |
| Vetas transversales de adherencia a intervalos equivalentes a la distancia entre los rodillo, en las pistas de rodamientos de rodillos esféricos y de agujas. | Golpes aplicados al aro incorrecto o precarga muy alta sin girar el rodamiento. | Girar el rodamiento mientras está siendo ajustado. Aplicar la fuerza de montaje contra el aro de ajuste mayor. Nunca permitir que esta fuerza pase a través de los elementos rodantes. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Adherencia de superficies externas. Puede ocurrir adherencia en la superficie externa de rodamientos altamente cargados, aquí la adherencia es el resultado del movimiento relativo entre el aro y el eje o el porta-rodamientos. La adherencia ya sea del agujero interno o de la superficie externa solo puede ser evitado si el ajuste es lo suficientemente ajustado para evitar el movimiento entre los aros y las partes que los alojan. El incremento de la carga axial no resulta en mejora alguna.

Tabla 10. Adherencia de superficies externas, causa y corrección.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|---|---|--------------------------------|
| Superficie interna o externa agujereada y desconchada | Rotación relativa del aro con respecto al eje o al alojamiento. | Seleccionar ajustes más altos. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Figura 36. Adherencia sobre la superficie externa de la pista.



Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Adherencia en rodamientos axiales. Puede ocurrir adherencia en las pistas de los rodamientos axiales si la velocidad de rotación es muy alta comparada con la carga. La fuerza centrífuga impulsa las bolas hacia la parte externa de las pistas. Allí las bolas no giran satisfactoriamente y por el contrario tienden a deslizarse. Esto induce la formación de vetas de adherencia diagonales en las parte más externas de las pistas, en el caso de rodamientos axiales operando bajo cargas pequeñas y altas velocidades de rotación, este daño puede ser evitado aplicando carga extra a los rodamientos, instalando resortes como se muestra en la *figura 31*. Los detalles de cómo calcular la carga axial mínima requerida son proporcionados en los catálogos de los diferentes fabricantes.

Tabla 11. Adherencia en rodamientos axiales.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|---|--|--|
| Vetas de adherencia diagonales en las pistas. | Carga muy baja en relación a la velocidad de rotación. | Precargar el rodamiento usando resortes. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

2.5.4. Fatiga superficial. Si la película de lubricante entre las pistas y los elementos rodantes es muy delgada, los picos de las asperezas superficiales entran en contacto unos con otros. Entonces se forman estas pequeñas grietas en la superficie, conocidas como fatiga superficial. Estas grietas no deben confundirse con las grietas de fatiga normal del material que se originan debajo de la superficie y originan el desconchado. Las grietas de la fatiga superficial son microscópicamente pequeñas y crecen gradualmente a tal tamaño que interfieren con el suave funcionamiento del rodamiento, estas grietas pueden acelerar la formación de grietas de fatiga subsuperficiales y reducir la vida del rodamiento.

Si la lubricación se mantiene correctamente, por ejemplo la película de lubricante no se adelgaza ya sea por el desgaste del lubricante o por cambios de viscosidad debidos a variaciones de temperatura, no hay riesgo de fatiga superficial.

Tabla 12. Apariencia causa y acción, para la fatiga superficial.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|--|--|-------------------------|
| Inicialmente el daño no es visible a simple vista. En una etapa más avanzada se distingue por la visualización de pequeños cráteres con superficies de fractura cristalinas. | Lubricación insuficiente o incorrecta. | Mejorar la lubricación. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Figura 37. Fatiga superficial en forma de bandas laterales.



Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

1.1.1 2.5.5. Corrosión. Se formará herrumbre si agua o agentes corrosivos alcanzan el interior del rodamiento, en proporciones tales que el lubricante no pueda proteger las superficies metálicas. Este proceso provocara pronto herrumbre asentada profundamente. Otro tipo de corrosión es la corrosión por movimiento relativo.

Corrosión por oxidación. Una película protectora delgada de óxido se forma sobre las superficies limpias de acero expuestas al aire. De todas formas esta barrera no es impenetrable y si agua o elementos corrosivos hacen contacto con las superficies de acero se formaran parches de corrosión.

Herrumbre profundamente asentada es un gran peligro para los rodamientos ya que puede iniciar desconchado y grietas. Los líquidos ácidos corroen rápidamente el acero, mientras que las soluciones alcalinas son menos peligrosas. Las sales presentes en el agua junto con la misma agua se constituyen en un electrolito que causa corrosión galvánica conocida como picadura por agua o *water etching*, en inglés, por lo tanto el agua de mar es mucho más peligrosa para los rodamientos.

Tabla 13. Apariencia causa y acción, para la corrosión.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|---|---|---|
| Vetas grisosas oscuras a lo largo de las pistas, la mayoría de las veces coincidiendo con el espacio entre los elementos rodantes. En etapas tardías, picaduras de las pistas y otras superficies del rodamiento. | Presencia de agua mezclada con sustancias corrosivas en el rodamiento durante un largo periodo de tiempo. | Mejorar el sellado. Usar un lubricante con mejores propiedades anticorrosivas. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Figura 38. Señales de corrosión espaciada a los elementos rodante causada por agua en el lubricante.



Fuente: NTN Care and Maintenance of Bearings.

Corrosión por movimiento relativo. Si la película delgada de óxido es penetrada, la oxidación profundizara en el material. Un ejemplo de esto es la corrosión que ocurre cuando hay un movimiento relativo entre los aros del rodamiento y el eje o el alojamiento, a causa de un ajuste muy libre. Este tipo e daño se conoce como fretting corrosión o corrosión por movimiento relativo y puede ser relativamente profunda en algunos lugares. El movimiento relativo también puede causar desprendimiento de partículas de la superficie. Estas partículas se oxidan rápidamente cuando se exponen al oxígeno en la atmósfera.

Como resultado de la corrosión por movimiento relativo, los aros del rodamiento no pueden soportar la carga adecuadamente lo que va en detrimento de la distribución de carga del rodamiento. Las zonas corroídas también actúan como muescas de fractura.

Tabla 14. Apariencia causa y acción, para la corrosión por movimiento relativo.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|--|---|--------------------------------------|
| Áreas de herrumbre en la superficie externa de la pista externa, o en el agujero de la pista interna. Patrón de huella en la pista de rodadura | Ajuste muy libre Eje o alojamiento con errores de forma. | Ajustar los asientos en los soportes |

| | | |
|---|--|--|
| bastante marcado en la posición indicada. | | |
|---|--|--|

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Figura 39. Anillo interno con señales de corrosión por movimiento relativo.



Fuente: NTN Care and Maintenance of Bearings.

2.5.6. Daño causado por el paso de corriente eléctrica. Cuando una corriente eléctrica pasa a través de un rodamiento, por ejemplo procedente de una de las pistas hacia la otra pasando a través de los elementos rodantes, ocurrirá un daño. En las superficies de contacto el proceso es similar al de soldadura por arco eléctrico.

La temperatura se incrementa hasta el rango de temperatura de temple y fusión. Esto produce la aparición de áreas, variando en tamaño, donde el material ha sido templado, revenido, o fundido. También se forman pequeños cráteres donde el metal ha sido fundido.

El paso de corriente eléctrica frecuentemente produce la formación de estrías en las pistas del rodamiento. En los rodillos también se forman estrías, mientras en esferas solo se nota descolorización.

Puede ser difícil diferenciar entre el daño producido por corriente eléctrica y el producido por vibración. Una característica de las estrías causadas por el paso

e corriente eléctrica es el que en el fondo estas son de color oscuro, caso contrario en las estrías producidas por vibración donde el fondo de las mismas es claro. Otra diferencia es la ausencia de daño en los elementos rodantes de rodamientos con estrías en las pistas provocadas por vibración.

Tanto la corriente directa como la alterna causan daño a los rodamientos. Incluso el más bajo amperaje puede ser peligroso.

Los rodamientos estacionarios son mucho más resistentes al daño por corriente eléctrica que los rodamientos que están rotando. La extensión del daño depende de un número de factores como son: la intensidad de la corriente, la duración, la carga del rodamiento, velocidad y lubricante.

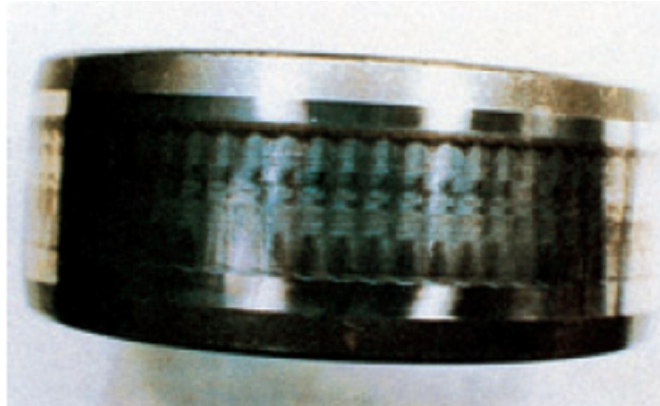
La única manera de evitar un daño de esta naturaleza es evitar que cualquier corriente eléctrica pase a través del rodamiento.

Tabla 15. Apariencia causa y acción, para el daño por paso de corriente eléctrica.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|--|---|---|
| Estrías de color marrón oscuro o grisosas, o cráteres en las pistas y los elementos rodantes. Las esferas tienen solamente descolorización oscura. Algunas veces quemaduras en zigzag en las pistas de rodamientos de bolas. | Paso de corriente eléctrica a través de los rodamientos en rotación | Redireccionar la corriente para evitar el paso por el rodamiento. Usar rodamientos aislados eléctricamente. |
| Quemaduras localizadas en las pistas y los elementos rodantes. | Paso de corriente eléctrica a través de rodamientos estacionarios | Redireccionar la corriente evitando el paso por el rodamiento. Realizar un polo a tierra para evitar el paso de corriente por el rodamiento. Usar rodamientos aislados eléctricamente. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Figura 40. Daño causado por el paso de corriente eléctrica.



Fuente: NTN Care and Maintenance of Bearings.

2.5.7. Descascarado (flaking). El descascarado ocurre como resultado de un proceso de fatiga normal, por ejemplo el rodamiento ya ha alcanzado su límite de vida. De todas formas esta no es la causa más común de daño en los rodamientos. El descascarado detectado en rodamientos puede ser generalmente atribuido a otros factores. Si el descascarado es descubierto en una etapa temprana, cuando el daño no es tan grande, es posible diagnosticar su causa y tomar acciones preventivas para evitar su recurrencia. La huella de desgaste del rodamiento puede ser de gran ayuda.

Cuando el descascarado se encuentra en etapas más avanzadas, este se muestra con un incremento en los niveles de ruido y vibración, lo que provee una alarma para el cambio del rodamiento.

Las causas del flaking prematuro, pueden ser una carga más pesada que la que se había calculado, cálculo incorrecto de ajustes y holguras, compresión axial por ejemplo como resultado de una expansión térmica. El flaking puede ser causado por otro tipo de daños como estrías, corrosión, corriente eléctrica, o adherencia.

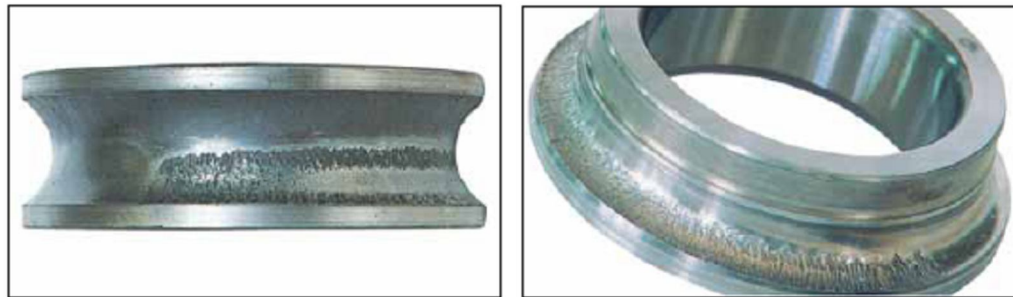
Descascarado causado por precarga excesiva.

Tabla 16. Apariencia, causa y acción, para el descascarado causado por precarga excesiva.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|--|---|---|
| Huella de desgaste bastante marcada en ambas pistas. | Ajustes demasiado altos | Alterar el valor del ajuste, o seleccionar otro rodamiento de mayor diámetro interno. |
| Flaking usualmente en las zonas mas cargadas | Para rodamientos de contacto angular de una sola hilera: ajuste de precarga excesivo. | Reajustar el rodamiento para obtener una precarga mas ligera |
| | Diferencia de temperatura entre el anillo interno y el externo muy grande. | Seleccionar un rodamiento con mayor juego interno. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Figura 41. Descascarado causado por carga excesiva.



Fuente: NSK Bearing Doctor, diagnostico rápido de fallas en rodamientos.

Descascarado causado por compresión radial.

Tabla 17. Apariencia causa y acción, para descascarado por compresión radial.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|---|---|--|
| Huella de desgaste bastante marcada en dos posiciones diametralmente opuestas en cada pista. Flaking en estas secciones | Eje ovalado o asiento ovalado. Este último es un defecto común en alojamientos divididos. | Usualmente es necesario remanufacturar el eje o el alojamiento para corregir este defecto. También se puede corregir rectificando el eje o el alojamiento según corresponda. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Descascarado causado por compresión axial.

Tabla 18. Apariencia causa y acción, descascarado por compresión axial.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|------------|-------|--------|
|------------|-------|--------|

| | | |
|-----------------------|---|--|
| Anillos descascarados | Montaje incorrecto, el cual resulta en carga axial. Precarga excesiva en rodamientos de contacto angular. | Revisar el ajuste cuando se montan los rodamientos. |
| | Rodamiento atascado | Revise el ajuste y lubrique las superficies. |
| | El espacio axial no es suficiente para permitir la expansión térmica | Si la diferencia de temperaturas entre los anillos interno y externo del rodamiento no puede ser reducida, proveer mas libertad de movimiento. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Figura 42. Descascarado causado por excesiva carga axial.



Fuente: NTN Care and Maintenance of Bearings.

Descascarado causado por el desalineamiento.

Tabla 19. Apariencia causa y acción, descascarado causado por desalineamiento.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|--|--|------------------------------|
| Rodamientos de bolas: huella de desgaste diagonal y marcada en dos posiciones diametralmente opuestas. Rodamientos de rodillos cilíndricos: flaking en los bordes de las pistas | Alojamientos de los rodamientos desalineados | Rectificar los alojamientos. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Descascarado causado por estrías.

Tabla 20. Apariencia causa y acción, descascarado causado por estrías.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|--|--|---|
| Flaking en conjunto con hendiduras que coinciden con el espacio entre los elementos rodantes | Muecas resultado de fallas en la operación de montaje, o sobrecarga del rodamiento en la condición estática. | Seguir las instrucciones de montaje y manejo. |
| Flaking acompañado de pequeñas estrías. | Estrías producidas por partículas extrañas. | Verificar el sellado |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Figura 43. Descascarado causado por muescas previas.



Fuente: NTN Care and Maintenance of Bearings.

Descascarado causado por adherencia.

Tabla 21. Apariencia y causa, descascarado por adherencia.

| APARIENCIA | CAUSA |
|---|---|
| Flaking al inicio de la zona de carga en las pistas y los elementos rodantes. | Adherencia por deslizamiento. |
| Flaking que coincide con el espaciado de los elementos rodantes. | Señales de adherencia transversales debidas a errores en la operación de montaje. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

2.5.8. Grietas. Las grietas pueden formarse en los rodamientos por muchas razones. La causa mas común es el manejo descuidado cuando el rodamiento está siendo montado o desmontado. Los golpes de martillo aplicados directamente contra los anillos o por medio del uso de un cincel, puede causar la formación de grietas finas, lo que trae como consecuencia que las piezas del rodamiento se partan cuando este se pone en funcionamiento. El apriete excesivo en asientos cilíndricos o cojinetes es otra causa de agrietado del anillo. El esfuerzo de tensión, aumentando en el anillo como resultado del excesivo apriete produce grietas cuando el rodamiento se pone en operación. Se puede obtener el mismo resultado cuando el rodamiento es montado en caliente en ejes manufacturados con tolerancias erróneas.

La adherencia antes mencionada puede también producir grietas en el ángulo de deslizamiento. Las grietas de este tipo producen fracturas transversales en el anillo.

Grietas causadas por manejo descuidado.

Tabla 22. Apariencia causa y acción, para las grietas causadas por manejo descuidado.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|--------------------------|--|---|
| Fracturas transversales. | Golpes, con martillo o cincel, aplicados directamente contra los anillo, cuando el rodamiento estaba siendo montado. | Siempre use un ensanchador suave o un manguito de montaje. Nunca aplique golpes directos sobre el rodamiento. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Figura 43. Agrietado y fractura causado por manejo inadecuado.



Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Grietas causadas por ajuste excesivo.

Tabla 23. Apariencia causa y acción, para las grietas causadas por ajuste excesivo.

| APARIENCIA | CAUSA | ACCIÓN |
|---|--|---|
| El anillo del rodamiento está agrietado completamente y ha perdido su agarre del eje. | Excesivo ajuste en asientos cilíndricos o cojinetes. | Seguir cuidadosamente las instrucciones del fabricante concernientes a montaje en asientos cilíndricos. |
| | Ajuste de interferencia en el asiento cilíndrico muy alto. | Alterar el ajuste. |

Fuente: SKF Bearing Failures and Their Causes.

Figura 44. Fractura causada por ajuste excesivo.



Fuente: NSK Bearing Doctor, diagnostico rápido de fallas en rodamientos.

2.5.9. Daño de la canastilla. Si, al examinar un rodamiento dañado, se encuentra daño en la canastilla, en muchos casos puede ser difícil acertar la causa. Usualmente otros componentes de rodamiento también están dañados,

y esto hace más difícil descubrir la razón del problema. De todas formas existen algunas causas claras del daño de la canastilla, vibración, velocidad excesiva, desgaste, y atascamiento.

Vibración. Cuando un rodamiento es expuesto a vibración, las fuerzas de inercia pueden ser tan grandes que causan grietas de fatiga en la canastilla. Tarde o temprano estas grietas conllevaran a la fractura de la canastilla.

Figura 45. Daño en canastilla por vibración excesiva.



Fuente: NSK Bearing Doctor, diagnostico rápido de fallas en rodamientos.

Velocidad excesiva. Si el rodamiento gira a una velocidad más grande que la velocidad para la cual fue diseñada la canastilla, la canastilla sufrirá grandes fuerzas de inercia que pueden producir fracturas. Existen rodamientos con canastillas diseñadas para alta velocidad que deben ser usados para dichas aplicaciones.

Figura 46. Canastilla rota debido a fatiga.



Fuente: NTN Care and Maintenance of Bearings.

Desgaste. El desgaste de la canastilla puede ser provocado por lubricación inadecuada o por partículas abrasivas. El principio de funcionamiento de los rodamientos pretende evitar la fricción por deslizamiento. De todas formas, en cuanto a la canastilla no se puede evitar el deslizamiento en el contacto con los demás componentes del rodamiento. Esto explica por qué la canastilla es el primer componente que se ve afectado cuando la lubricación comienza a ser inadecuada. Dado que la canastilla es fabricada de un material más suave que los demás componentes del rodamiento esta es la que se desgasta primero. Debido al desgaste aumenta el juego entre la canastilla y los elementos rodantes, lo que produce fuerzas en la canastilla que la llevan a la falla prematura.

Figura 47. Daño en la canastilla debido a lubricación inadecuada.



Fuente: NTN Care and Maintenance of Bearings.

Bloqueo. Fragmentos de material desprendidos, u otras partículas duras pueden insertarse entre la canastilla y los elementos rodantes evitando que los elementos rodantes giren sobre su propio eje, esto conlleva a la falla de la canastilla.

Otras causas de daño en la canastilla. Si los aros de un rodamiento de bolas se encuentran desalineados uno del otro, la huella de desgaste tendrá una configuración ovalada, al estar la canastilla centrada con las bolas esta se deformará con cada revolución, produciéndose un proceso acelerado de fatiga que llevará a la canastilla a la falla.

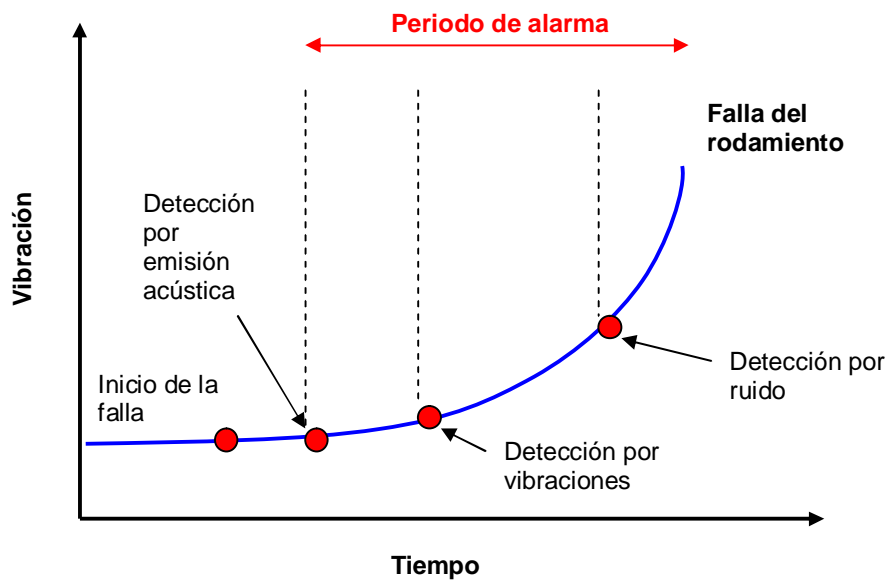
Ocurre un caso similar cuando se montan rodamientos axiales junto con rodamientos radiales, si la holgura del rodamiento axial se incrementa hace que los aros del rodamiento axial se desplacen uno con respecto al otro, entonces los elementos rodantes no siguen el camino indicado lo que genera grandes esfuerzos en la canastilla.

Las canastillas de rodamientos sujetos a aceleraciones y desaceleraciones o fluctuaciones de velocidad, se ven afectadas por grandes fuerzas de inercia que desencadenan grandes presiones entre las superficies de contacto, con su respectivo desgaste.

3. ANALISIS DE VIBRACIONES APLICADO A RODAMIENTOS DEFECTUOSOS

El monitoreo y análisis de vibraciones es una practica bien establecida en la industria moderna dentro de los programas de mantenimiento predictivo, este brinda la posibilidad de establecer, cuál es el estado o condición de la máquina, y en particular de sus elementos mas críticos, como los rodamientos, soportes, y engranajes, previniendo de esta manera fallas catastróficas y paradas imprevistas.

Figura 48. Curva típica de falla de rodamientos⁵.



El monitoreo de la condición de los rodamientos es de especial importancia ya que permite la detección temprana de fallas que pueden evitar daños catastróficos en las máquinas, y paradas no programadas que redundan en un gran beneficio económico. El análisis de vibraciones es la técnica de monitoreo de la condición de rodamientos mas ampliamente utilizada.

⁵ SKF condition monitoring, curso de entrenamiento en análisis de vibraciones, SKF 2000.

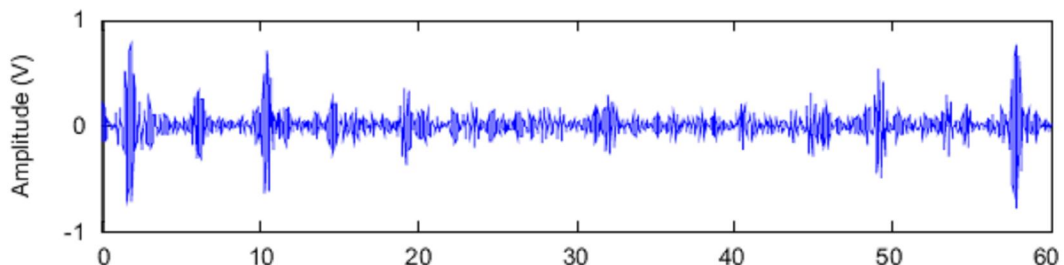
3.1. CARACTERÍSTICAS DE LA SEÑAL DE VIBRACIÓN PRODUCIDA POR UN RODAMIENTO DEFECTUOSO.

Los defectos repetitivos de los rodamientos, generan típicas señales vibratorias de baja energía en el rango de alta frecuencia. Las bajas amplitudes se deben a que son provocadas por eventos de naturaleza pequeña, a veces microscópica, y la frecuencia alta obedece a que hay varios impactos por revolución. También porque esas señales son impactos de corta duración, que generan armónicos en rangos de frecuencia muy elevados.

Generalmente, las vibraciones de baja frecuencia y alta energía, enmascaran las amplitudes mucho más bajas debidas a fallas de rodamientos o engranajes, y por ello no son detectadas.

Si un rodamiento tiene un defecto tal como una grieta en una de sus pistas, habrá un impacto cada vez que uno de los elementos rodantes pase sobre ella. Esos impactos excitan la frecuencia natural de vibración del rodamiento y del alojamiento que lo soporta, de la misma forma que una campana suena cuando es golpeada y la vibración obtenida se ve amortiguada en dependencia de las características del sistema mecánico en cuestión. Esto resulta en una serie de “golpes resonantes” muy cortos que suceden a la velocidad de paso de las bolas (ver *figura 49*).

Figura 49. Ejemplo de vibración de rodamiento con grieta en pista exterior, onda de tiempo.



La forma de onda resultante es un ejemplo de modulación lineal, en la que las frecuencias resonantes se corresponden con la portadora de tal modulación, y

la envolvente de la misma constituye la señal moduladora. Determinando las frecuencias asociadas a cada uno de los componentes de los rodamientos, se puede identificar qué parte o zona del rodamiento está deteriorada.

La señal de vibración emitida por un rodamiento puede contener componentes espectrales que están relacionadas con la geometría del rodamiento, el número de elementos rodantes, la velocidad de rotación, la ubicación del defecto y el tipo de carga aplicada

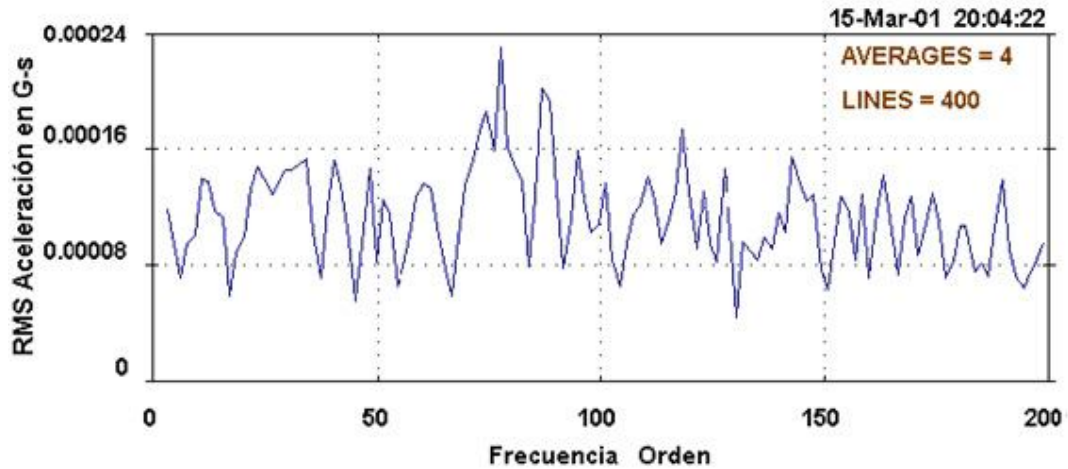
3.2. ANALISIS DE VIBRACIONES EN EL DOMINIO DE LA FRECUENCIA.

El análisis en el dominio de la frecuencia (o espectral), es la técnica más comúnmente empleada para el diagnóstico de fallas por medio del análisis de vibraciones. Se pueden identificar fallas típicas tales como desbalanceo de rotor, desalineamiento, solturas mecánicas y defectos en rodamientos. La idea fundamental del análisis frecuencial es encontrar la relación existente entre la frecuencia de las componentes discretas presentes en el espectro y la frecuencia de las fuerzas dinámicas que generan las vibraciones.

Para la vigilancia periódica de la mayoría de máquinas, es común utilizar un espectro de *400 líneas* obtenido con cuatro promedios, como el mostrado en la *figura 51*. Sin embargo, cuando las amplitudes de de vibración son bajas, el ruido electrónico y del ambiente pueden ocultar las componentes espectrales debidas a la vibración y hacer que el análisis espectral sea más difícil, se hace necesario entonces, obtener mediciones con una mejor razón señal ruido (SNR^6). Durante la etapa de recolección de datos de vibración, es posible mejorar la SNR incrementando el número de promedios y/o mejorando la resolución en frecuencia (utilizando más líneas en el espectro). Adicionalmente se requiere del uso de sensores con bajo ruido eléctrico (inherente) y alta sensibilidad.

⁶ **SNR** : Razón señal ruido, proveniente del término en Inglés: *Signal to Noise Ratio*

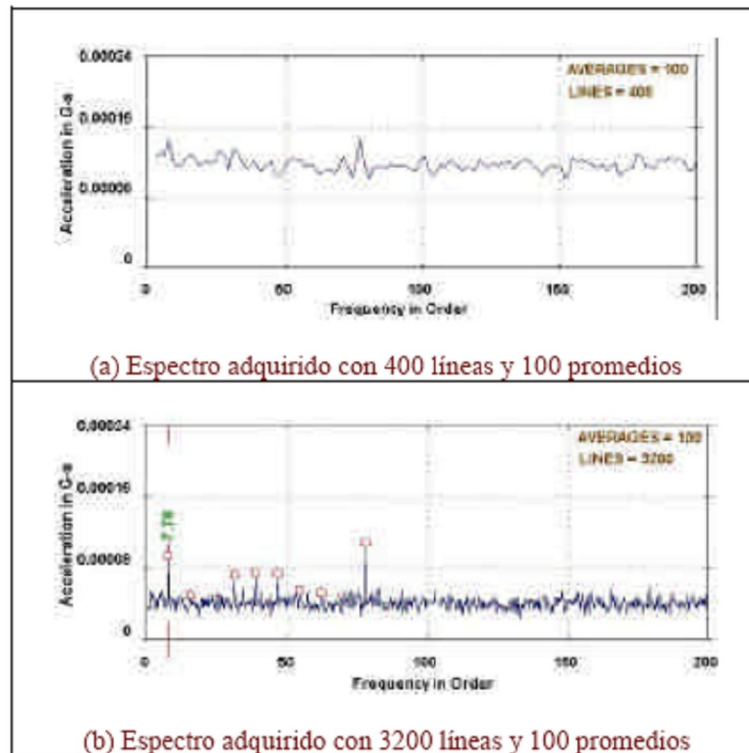
Figura 50. Espectro de la aceleración vibratoria (4 promedios y 400 líneas de resolución).



Por medio de la promediación espectral se reduce la variabilidad de las amplitudes espectrales del ruido aleatorio en proporción directa a la raíz cuadrada del número de promedios⁷, El espectro de la *figura 52(a)*, fue obtenido con un mayor número de promedios (100) y se puede observar que el espectro es más suave que el mostrado en la *figura 51*. Sin embargo con este espectro aún, no es posible distinguir las componentes de vibración real, debido a la baja *SNR*. Ahora bien, sí se toma la medición con un mayor número de líneas (3200), la energía es distribuida entre más puntos discretos, disminuyendo así la amplitud espectral de las componentes aleatorias producidas por el ruido, como se puede observar en la *figura 52 (b)*. En este espectro, el cual posee una mejor *SNR*, es posible identificar las componentes debidas a la vibración, las cuales corresponden a múltiplos del *BPFO* del rodamiento, indicando así la presencia de un defecto en la pista externa.

⁷ Robinson, J. LeVert F.E, Mott. *Sound and Vibration*, Vol. 26, 1992, N°5, p. 22-30.

Figura 51. Espectros de rodamiento con un defecto en la pista externa.



3.2.1. Frecuencias de fallas de los elementos de un rodamiento. El punto de partida para el monitoreo de fallas en este tipo de elementos de máquinas es que los rodamientos defectuosos generan frecuencias de vibración a las velocidades de falla de cada componente y cada una de esas frecuencias puede ser calculada y registrada haciendo uso de técnicas rutinarias de análisis vibratorio y energía espectral. Dichas frecuencias rotacionales estarán relacionadas, por tanto, con el movimiento de los elementos de rodadura, canastilla y pistas; incluyendo el giro de bolas o rodillos, la rotación de la caja y la frecuencia de paso de bolas o rodillos.

Dependiendo de la ubicación del defecto en el rodamiento, se generan vibraciones de diferente frecuencia. Cuando una superficie defectuosa hace contacto con su superficie de encuentro, se producen pulsos periódicos de

corta duración. Las periodicidades con que se producen tales pulsos son función de la geometría del rodamiento, la velocidad de rotación, y la localización del defecto.

Para cada uno de los elementos principales del rodamiento existe una frecuencia característica como se muestra en la *tabla 24*. Estas ecuaciones asumen que la pista interna se encuentra rotando con el eje mientras que la pista externa se encuentra fija.

Tabla 24. Frecuencias de falla en rodamientos.

| ELEMENTO | SIGLA ⁸ | ECUACIÓN |
|------------------|--------------------|--|
| Pista interna | BPFI | $\frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$ |
| Pista externa | BPFO | $\frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM = N_b \times FTF$ |
| Elemento rodante | BSF | $\frac{P_d}{2B_d} \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right)^2 \right] \times RPM$ |
| Canastilla | FTF | $\frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM \approx 0.35 \rightarrow 0.45 \times RPM$ |

Donde:

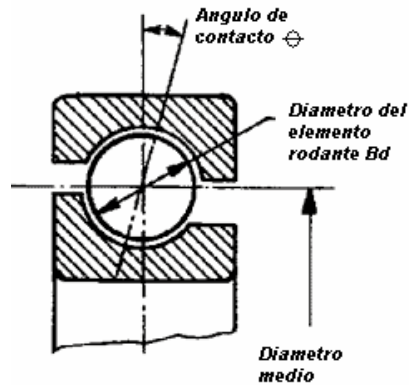
⁸ **BPFI:** (Ball pass frequency of the inner race), es la frecuencia de paso de los elementos rodantes por un defecto en la pista interna.

BPFO: (Ball pass frequency of the outer race), es la frecuencia de paso de los elementos rodantes por un defecto en la pista externa.

BSF: (Ball spin frequency), es la frecuencia de giro de los elementos rodantes.

FTF: (Fundamental train frequency), es la frecuencia de rotación del canastillo o jaula que contiene los elementos rodantes.

Figura 52. Nomenclatura frecuencias de falla.



N_b : Número de elementos rodantes, (bolas o rodillos)

B_d : Diámetro del elemento rodante (mm ó in)

P_d : Diámetro medio del rodamiento (mm ó in) = $\frac{1}{2}(D_{ext} + D_{int})$

θ : Angulo de contacto (grados)

Si la pista interna se encuentra fija, mientras que la pista externa está rotando, se debe cambiar el signo menos, por un signo más, dentro del paréntesis en la ecuación para la frecuencia de falla de la canastilla. En este caso $N_b \times FTF$ no será equivalente a BPFO sino a BPFI; y $FTF \cong 0.55 - 0.65 \times RPM$.

En caso de no conocer las dimensiones del rodamiento, existen aproximaciones en base a la experiencia, para las ecuaciones de la *tabla 25*. Solamente en función del número de de elementos rodantes:

Tabla 25. Aproximación frecuencias de falla rodamientos.

| FRECUENCIA | ECUACIÓN |
|------------|---|
| BPFI | $\left(\frac{N_b}{2} + 1.2\right) \times RPM$ |
| BPFO | $\left(\frac{N_b}{2} - 1.2\right) \times RPM$ |
| BSF | $\left(\frac{N_b}{2} - \frac{1.2}{N_b}\right) \times RPM$ |
| FTF | $\left(\frac{1}{2} - \frac{1.2}{N_b}\right) \times RPM$ |

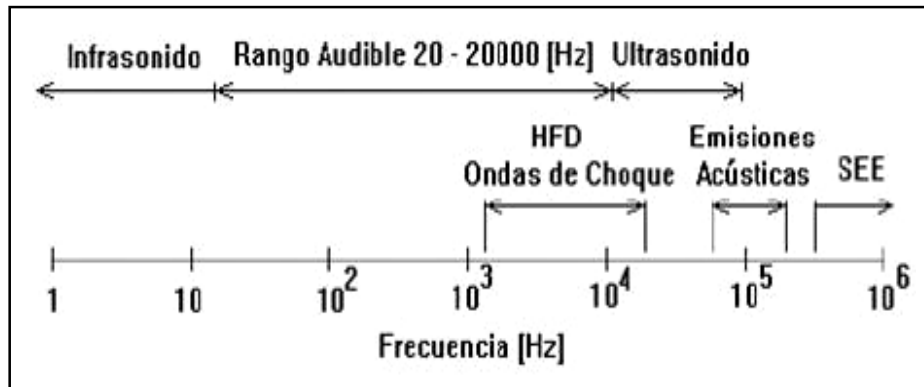
3.2.2. Etapas de falla en rodamientos. Normalmente los rodamientos presentan cuatro etapas de deterioro desde el inicio incipiente, hasta la falla total. Para cada una de estas etapas existe información acerca de la forma característica del espectro de vibración y valores globales de energía espectral permiten realizar un diagnóstico adecuado.

A medida que la falla evoluciona en el rodamiento, es más fácil de ver en el espectro de vibración, empezando en frecuencias tan altas como 300000 Hz hasta frecuencias tan bajas como las de las frecuencias de falla de los elementos, de esta forma surge la necesidad de diferentes técnicas para analizar estas señales.

El uso del análisis espectral de las vibraciones, para predecir la presencia de defectos en los rodamientos de las máquinas es una tarea difícil, sobretodo cuando dicha falla se encuentra en una etapa incipiente, o cuando las máquinas giran a bajas velocidades. Las vibraciones generadas en estos casos son de baja amplitud, y el nivel de ruido en muchos casos oculta completamente las amplitudes debidas a los defectos en los rodamientos. En muchos de estos casos no es suficiente con el análisis espectral para realizar el diagnostico es ahí cuando el analista de vibraciones debe apoyarse en otras técnicas como el análisis de forma de onda, y técnicas de procesamiento de

señales de alta frecuencia como se observa en la *figura 53*. Dentro de estas técnicas, están los pulsos de choque (*SPM*), la detección de emisiones acústicas (*AE*), energía espectral emitida (*SEE*), técnica de detección de alta frecuencia (*HFD*) y el ultrasonido.

Figura 53. Rango de frecuencias empleadas para las técnicas de monitoreo.

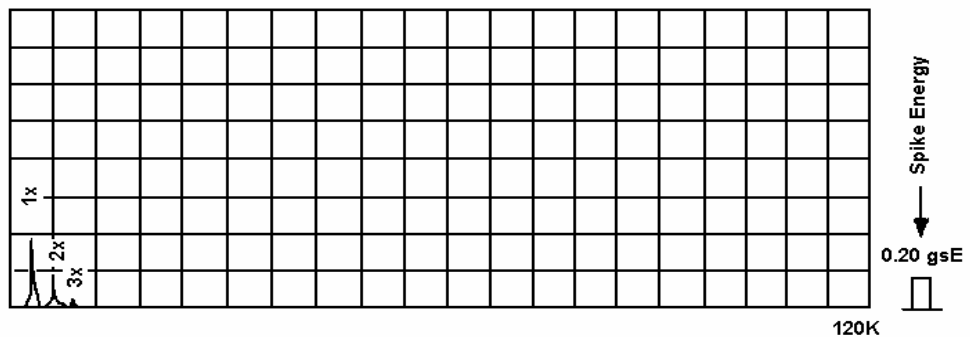


Otras técnicas que analizan vibraciones a frecuencias no tan altas (1–5 KHz.) y que están relacionadas con la excitación de las frecuencias naturales del soporte y las pistas del rodamiento son las técnicas de demodulación o envolvente, la técnica del Peakvue y el análisis con Zoom real sobre las zonas resonantes.

3.2.2.1. Etapa 1. Los primeros indicadores de problemas en rodamientos aparecen en un rango de frecuencias ultrasónicas sobre 250000 – 300000 Hz ; más tarde cuando el desgaste aumenta estas disminuyen aproximadamente a 20000 – 60000 Hz (1200000 – 3600000 CPM) estas frecuencias se pueden evaluar por spike energy (gsE), HFD (g) y shock pulse (dB) por ejemplo el spike energy debe ser alrededor de 0.25 gsE en la etapa 1 (este valor dependerá de la ubicación del punto de medición y la velocidad de la maquina), la adquisición de un espectro de envolvente de alta frecuencia confirmara si el rodamiento se encuentra o no en la *etapa 1*.

Figura 54. Espectro característico etapa 1.

ESPECTRO DE FRECUENCIAS (VELOCIDAD)



1. Nivel de ruido normal
2. Temperatura normal
3. Incremento del nivel; ultrasónico, emisión acústica o spike energy
4. Nivel de vibración total, baja
5. Vida remanente más del 10 %

3.2.2.2. Etapa 2. Para esta etapa empiezan a aparecer picos a la frecuencia natural de los componentes del rodamiento, alojamiento, sensor; Las cuales son predominantes en el rango de 30K – 120K CPM. Cada componente vibrara a su respectiva frecuencia natural cuando es impactado; por ejemplo el elemento rodante de un rodamiento es impactado intermitentemente cada vez que pasa sobre un defecto localizado en su pista. Realmente existen varias frecuencias naturales de diferentes componentes en la región mencionada, pero habrá algunas que son predominantes sobre otras. Por esta razón cuando el defecto se desarrolla más allá del tamaño microscópico, comienza a excitar las frecuencias naturales, convirtiéndose en la segunda línea de detección. A medida que el defecto crece, causa mayores impactos, los cuales causan mayor respuesta en los picos de las frecuencias naturales. Eventualmente, cuando el desgaste progresa aparecen más frecuencias alrededor de estas resonancias, al final de la segunda etapa aparecen bandas laterales a 1X, en ambos lados del pico de la frecuencia natural del rodamiento. El pico de energía (spike energy) crece aproximadamente al doble por ejemplo (0.25 a 0.50 gsE).

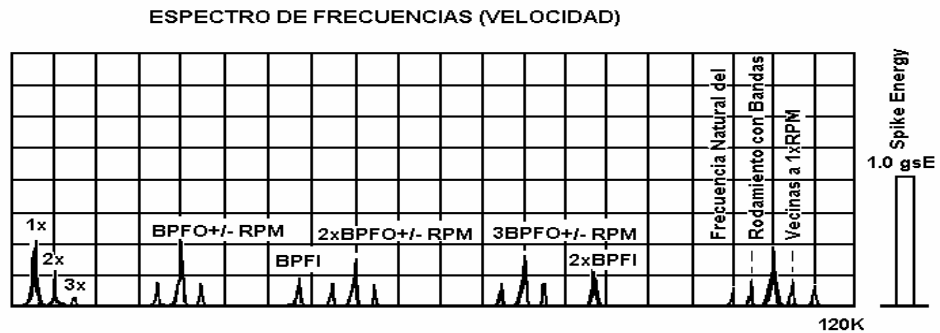
Figura 55. Espectro característico etapa 2.



1. Ligero incremento del nivel de ruido
2. Temperatura normal
3. Incremento significativo del nivel de; ultrasonido, emisión acústica o spike energy
4. Ligero incremento de la vibración total; en aceleración o velocidad
5. Frecuencias de fallas de rodamientos, claramente visibles en el espectro de vibraciones con escala logarítmica
6. Vida remanente, menor que el 5 %

3.2.2.3. Etapa 3. En esta etapa aparecen picos a las frecuencias de falla de los elementos del rodamiento y a los armónicos de estas. Cuando el desgaste progresa aparecen más armónicos de la frecuencia de falla y aumenta el número de bandas laterales alrededor de las frecuencias de falla y la frecuencia natural del rodamiento. El pico de energía continúa incrementándose (por ejemplo de 0.50 gsE a sobre 1 gsE). El desgaste ahora es visible y puede extenderse a lo largo de la periferia del rodamiento especialmente cuando hay bandas laterales bien formadas. El rodamiento se debe reemplazar ahora.

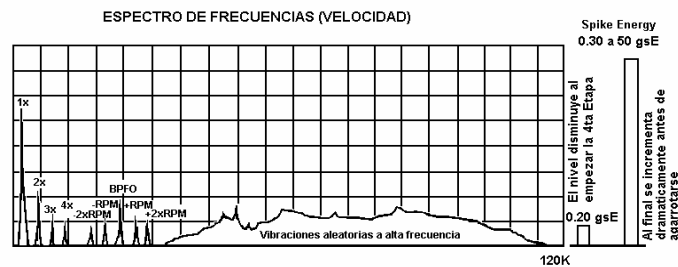
Figura 56. Espectro característico etapa 3.



1. Nivel de ruido audible
2. Ligero incremento de temperatura
3. Elevado nivel; ultrasónico, emisión acústica y spike energy
4. Elevado incremento de la vibración total en aceleración y velocidad
5. Picos de vibración a las frecuencias de fallas de los rodamientos, claramente visibles, con armónicas y bandas vecinas; en el espectro de frecuencias con escala lineal
6. Vida remanente, menor que el 1 %

3.2.2.4. Etapa 4. Hacia el final, la amplitud del 1 X RPM crece y normalmente causa crecimiento de muchos armónicos de la velocidad de giro. Algunos picos a las frecuencias de falla y frecuencia natural empiezan a desaparecer y son reemplazados por vibración aleatoria (random) en una banda amplia de alta frecuencia en lo que se conoce como ruido de piso. Además las amplitudes del ruido de alta frecuencia y el pico de energía pueden de hecho disminuir; pero justo antes de la falla el pico de energía (spike energy) usualmente crecerá hasta amplitudes excesivas.

Figura 57. Espectro característico etapa 4.



1. Dramático cambio del nivel de ruido
2. Significativo incremento de la temperatura
3. Disminución gradual seguido de un rápido incremento del nivel; ultrasónico, emisión acústica y spike energy
4. Significativo incremento de la vibración total en desplazamiento y velocidad; Disminuye la aceleración
5. Predominan los spikes de vibración a bajas frecuencias de fallas de rodamientos y elevados ruidos de piso en el espectro
6. Vida remanente, menor que el 0.2 %

3.2.3. Características de diferentes tipos de falla en rodamientos. En el proceso de análisis de falla el analista a partir de su

experiencia analiza los espectros que a su vez le brindan la información de cómo esta vibrando la máquina, a través del tiempo diferentes publicaciones de mantenimiento predictivo y empresas dedicadas a estos servicios han estudiado estos espectros y brindan pautas para realizar un análisis mas sencillo y rápido, a partir de espectros guía.

3.2.3.1. Defectos en las pistas. Los defectos en las pistas se pueden identificar por picos a su frecuencia característica de falla. Es común encontrar que el defecto aumenta los picos crecen hasta determinado valor de amplitud, luego de lo cual se generan bandas laterales espaciadas por 1X RPM. Si a mayor tamaño del defecto mayor será el número de bandas laterales, y no solo alrededor de la frecuencia fundamental sino también de sus armónicos. (Ver anexo 2).

Normalmente, la amplitud del pico a la frecuencia de la pista exterior es mayor que la amplitud del pico a la frecuencia de la pista interior. Esto es debido a que el sensor se localiza más cerca de la pista exterior. Además la señal de vibración proveniente de la pista interior debe pasar a través del conjunto rotativo del rodamiento en su trayectoria hacia el sensor, lo que debilita la señal.

3.2.3.2. Defectos en los elementos rodantes. Cuando se presentan defectos en los elementos rodantes, la vibración medida a menudo no solo es a la frecuencia de las bolas (BSF), sino también a la frecuencia de la canastilla (FTF).

Si más de un elemento rodante tiene defectos se generará vibración a una frecuencia igual al número de bolas con defecto multiplicado por la frecuencia de falla de la bolas, por ejemplo si en un rodamiento 5 de los elementos rodantes tienen defectos se presentara vibración a una frecuencia igual a 5XBSF.

3.2.3.3. Defectos en la canastilla. Aunque los problemas de rodamientos se presentan a alta frecuencia, la frecuencia fundamental de la canastilla siempre

será subsincrónica en un rango aproximado entre $0.33 \times \text{RPM}$ y $0.48 \times \text{RPM}$. La mayoría de los casos se presentan entre 0.35 y $0.45 \times \text{RPM}$. Sin embargo la frecuencia de la canastilla no aparece como frecuencia fundamental sino como banda lateral alrededor de la frecuencia de paso de bolas o alrededor de una de las frecuencias de las pistas.

3.2.3.4. Carga o instalación inadecuadas. El registro de datos de vibración después de un montaje resulta de gran utilidad para detectar cargas o instalaciones inadecuadas. Por ejemplo si un rodamiento nuevo es instalado y existe excesiva interferencia entre los elementos rodantes y las pistas, se ajustan las tolerancias internas forzando dichos elementos. Esta situación generará inmediatamente vibración a la frecuencia de falla de alguna de las pistas.

Si un rodamiento de carga axial es montado al contrario, también es muy probable encontrar vibración a las frecuencias de pistas.

3.2.3.5. Lubricación inadecuada. La característica espectral mostrada cuando existe deficiencia en la lubricación de un rodamiento, consiste en tres o cuatro picos que se levantan en un rango de frecuencia entre 900 y 1600 Hz (54000 a 96000 CPM). Los picos pueden estar separados entre sí entre 80 y 130 Hz (4800 a 7800 CPM).

Estos picos corresponden a frecuencias naturales de los elementos del rodamiento. Es normal encontrar esta serie de picos en rodamientos bien lubricados pero con amplitudes muy pequeñas (0.05 in/s o menos). La amplitud crece hasta $0,1$ o $0,2$ in/s cuando la lubricación es inadecuada. Se pueden llegar a confundir los espectros generados por lubricación inadecuada con los espectros generados por rodamientos con una precarga muy elevada.

3.2.3.6. Tolerancias excesivas (desajustes). Esta situación común se presenta en todo tipo de rodamientos y corresponde a:

1. Desgaste en las pistas y/o elementos rodantes.

2. Tolerancias excesivas entre eje-manguito de fijación, eje – pista interior, pista exterior-alojamiento.
3. Deslizamiento de la pista interior sobre el eje o de la pista exterior sobre su alojamiento. Como resultado se tendrá fuerte desgaste y falla grave en la máquina.

El espectro contendrá un pico a la frecuencia de 1XRPM acompañado de múltiples picos armónicos de baja amplitud en sus primeras instancias. Es instancias posteriores del problema, el arreglo multiarmónico crece en amplitud y aparece vibración sub-armónica a 1/2XRPM O 1/3XRPM y armónicos de este ver anexo 8.

Si un rotor desbalanceado bajo estas condiciones se trata de balancear dinámicamente se pueden apreciar cambios drásticos en la sensibilidad al balanceo.

Tabla 26. Resumen características espectrales de las fallas en rodamientos.

| FRECUENCIA | DEFECTO | OBSERVACIONES |
|---------------------|---|--|
| 1X a 8X BPGI | Defecto en el aro interno | La amplitud de los armónicos a menudo supera la de la frecuencia fundamental; los defectos a menudo se producen por fuerzas del elemento rotatorio; las bandas laterales a 1X a menudo lo modulan a medida que se degrada el rodamiento. |
| 1X a 8X BPGO | Defecto en el aro externo | La amplitud de los armónicos supera la de la frecuencia fundamental. |
| 1X a N XBSF | Defectos en los elementos rodantes; a menudo resultado de una jaula rota(N= número de elementos rodantes) | Acompañados en general por defectos en el aro; el múltiplo mas fuerte suele ser igual al número de elementos rodantes defectuosos. |
| FTF | Defecto en la jaula | Acompañado habitualmente por otros componentes defectuosos; puede aparecer modulando a otras frecuencias. |
| Modulación a | Defectos en | Centros de energía dan origen a la |

| | | |
|---|---|---|
| 1X (bandas laterales, o ruido de piso. | etapa avanzada que alteran la geometría del rodamiento. | frecuencia defectuosa, aunque esta frecuencia puede desaparecer con la degradación avanzada. |
| Suma y diferencia en frecuencias (bandas laterales) con RPM, BPFI, BPFO, BSF, FTF. | Piezas múltiples defectuosas | Daño general. |
| 1X a 6X RPM | Espacios internos excesivos | Espacios excesivos acompañados generalmente de FTF que modula otras frecuencias; también puede afectar considerablemente la sensibilidad del balanceo. |
| | Rodamiento da vuelta en el alojamiento | Normalmente el múltiplo predominante es el 3X RPM |
| | Rodamiento suelto en el alojamiento | Presenta picos fuertes a 1X y 4X. |
| | Rodamiento desalineado | La frecuencia generada es igual al número de elementos rodantes X RPM |
| Región de 900 a 1600 Hz con 3-4 picos separados entre 80 y 130 Hz. | Lubricación inadecuada. | Las amplitudes pueden aumentar 0,1-0,2 PPS; puede ser consecuencia de excitación de frecuencias naturales instaladas; también puede causarla la precarga pesada de empuje si la lubricación no es correcta. |

3.2.3.7. Evaluación de la progresión y gravedad de las fallas. Después de revisar detalladamente las características espectrales de cada uno de los modos de falla se puede llegar a estas conclusiones:

- a) Los componentes de los rodamientos fallan normalmente en el siguiente orden:
 - a. Defectos de las pistas.
 - b. Defectos de los elementos rodantes.
 - c. Defectos de la canastilla.
- b) Lo anterior salvando la posibilidad que el rodamiento presentara daños antes de la instalación.

- c) Los defectos y fallas en la pista interna se producen en amplitudes mucho menores que los defectos de la pista externa.
- d) Las fallas tempranas generan frecuencias y armónicas de defectos pronosticadas, a menudo únicamente para una de las pistas.
- e) Los armónicos extendidos de la frecuencia del defecto pueden indicar múltiples lugares defectuosos o un incremento en el defecto.
- f) La aparición de frecuencias de defecto generadas por otros componentes indican daño progresivo. Generalmente la canastilla es el último componente que falla y puede tener como consecuencia grandes cambios en frecuencia o ruidos antes del atascamiento.
- g) La velocidad del eje, modula las frecuencias de defectos en los aros lo cual da como resultado la aparición de picos en bandas laterales aumenta en la medida que aumenta el daño.
- h) La pérdida de picos individuales y el aumento del ruido de piso indican cambios significativos en la geometría del rodamiento, y se presentan en etapas avanzadas de desgaste en el rodamiento.
- i) Una lubricación incorrecta puede dar como resultado velocidades de falla muy aceleradas y debe ser corregida de inmediato.

3.2.3.8. Vibración permisible en rodamientos. Es muy difícil asignar niveles bien definidos de severidad de vibración a los defectos en los rodamientos, a diferencia de lo que ocurre cuando se analizan otro tipo de fallas como el desbalanceo; en este caso la vibración permitida es mucho mayor que la permitida para un defecto en un rodamiento; otro factor a tener en cuenta es la gran variedad de rodamientos montados en una mayor variedad de máquinas, en las cuales dependiendo del montaje la señal de vibración tendrá que viajar por diferentes trayectorias hasta alcanzar el transductor, lo que dificulta la existencia de una escala de severidad absoluta.

Lo más importante para tener en cuenta como indicador del deterioro significativo en rodamientos, es la presencia de armónicos de frecuencias asociadas a defectos de rodamientos, particularmente si estas están rodeadas

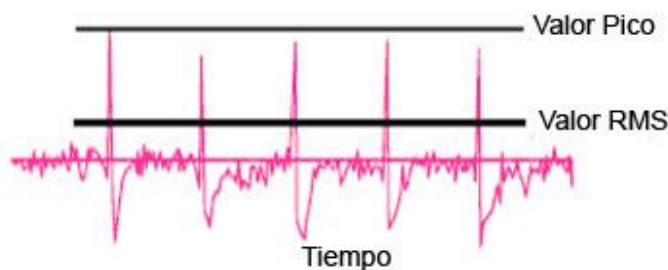
de bandas laterales espaciadas por 1X RPM o por frecuencias de otros defectos del rodamiento; independientemente de la amplitud⁹.

3.3. ANALISIS EN EL DOMINIO DEL TIEMPO

Es común medir la señal de vibración en el dominio del tiempo para detectar defectos en rodamientos. La técnica más simple es medir el valor global en RMS¹⁰. De todas formas es posible que el valor global rms no muestre cambios aparentes en etapas tempranas de daño en los rodamientos. El factor de cresta el cual se define como la relación entre el nivel pico y el nivel rms, es un mejor indicador para detectar defectos en rodamientos. Los defectos en los rodamientos también se pueden detectar por medio del análisis de la onda de tiempo en la cual se muestran picos periódicos a causa de los impactos de los elementos rodantes con los defectos.

3.3.1. Factor de cresta. El Factor Cresta es igual a la amplitud del pico de la forma de onda dividida por el valor RMS. El propósito del cálculo del factor cresta es dar al analista una rápida idea de que tanto impacto está ocurriendo en la forma de onda. El impacto está continuamente asociado el desgaste del rodamiento, aunque también se ve influenciado por fallas como cavitación y desgaste de los dientes de un engranaje.

Figura 58. Definición factor de cresta.



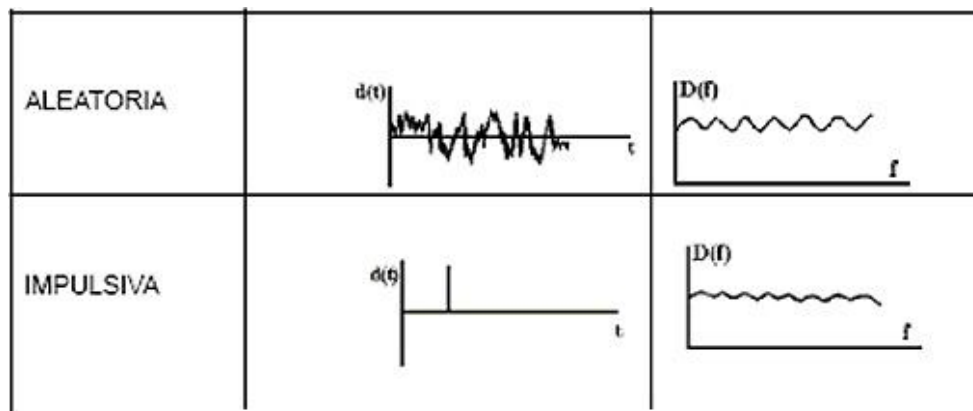
⁹ Seminario sobre ingeniería de vibraciones aplicada a maquinaria rotativa, VIMECO ingenieros LTDA, Bogota, 1998.

¹⁰ RMS: Root Mean Square, raíz cuadrática media, Nivel de medición de la amplitud de vibración.

En una onda sinusoidal perfecta, con una amplitud de una unidad “1”, el valor RMS es igual a 0.707, y el factor de cresta es entonces igual a 1.41. Una onda sinusoidal perfecta no contiene impactos de esto se puede deducir que un factor de cresta con un valor superior a 1.41 implica que hay algún grado de impacto.

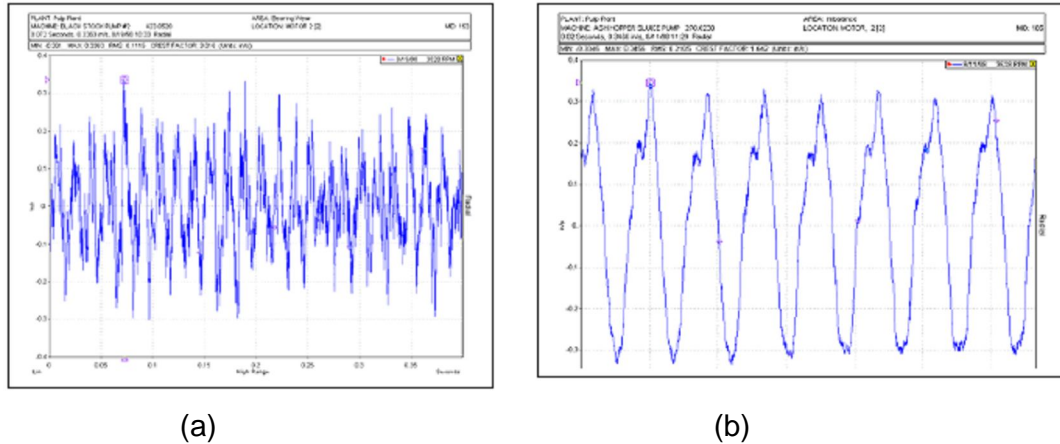
El análisis del factor de cresta presenta una ventaja sobre el ampliamente conocido análisis de espectro, esta ventaja radica en la falencia que presenta la transformada rápida de fourier FFT al manejar señales que consisten en eventos no periódicos, impactos o ruido aleatorio.

Figura 59. Espectros de funciones no periódicas.



Ambos impactos y el ruido aleatorio parecen lo mismo en el espectro, aunque signifiquen diferentes cosas en el contexto del análisis de vibraciones en maquinaria. El factor cresta es por tanto útil para darle al analista una rápida idea de lo que esta ocurriendo en la onda de forma del tiempo.

Figura 60. Comparación factor de cresta.

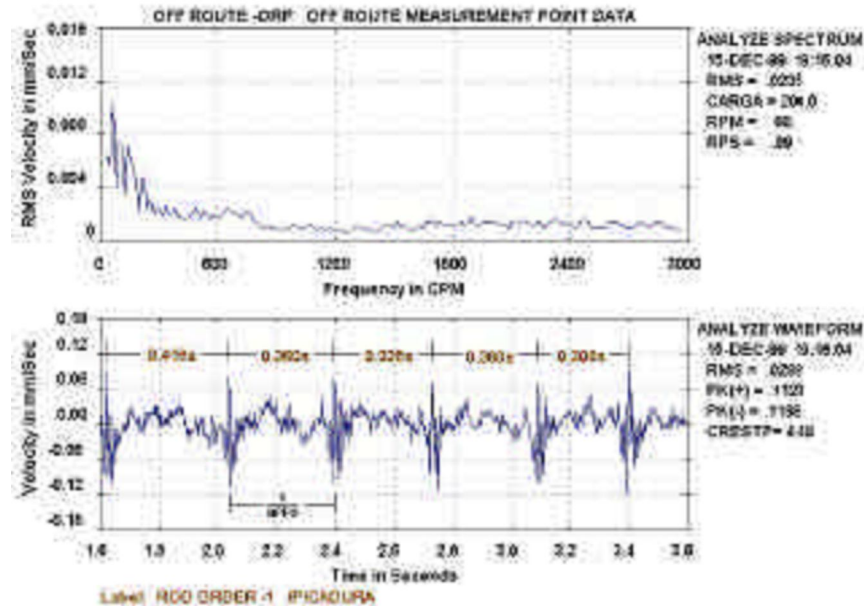


En las *figuras 60 (a) y (b)* se presenta un ejemplo del uso del Factor de cresta. La forma de onda de la figura a tiene un factor cresta de 3.01, la forma de onda de la figura b tiene un factor cresta de 1.61, los datos de la figura a representan una máquina con un serio desgaste en sus rodamientos, y el factor cresta es relativamente alto debido a la cantidad de impactos ocurridos dentro del rodamiento. Los datos de la figura b representan una máquina con desbalanceo, pero no hay señales de impacto relacionado con rodamientos.

El uso mas eficaz del factor de cresta se presenta en el análisis de tendencia donde permite verificar si la cantidad de impactos se esta incrementando y así relacionarla con el deterioro de los rodamientos, cuando es posible descartar las otras fuentes de impacto.

3.3.2. Análisis de la forma de la onda. El análisis de la forma de la onda de la vibración es una de las técnicas del dominio tiempo más útiles para detectar defectos en rodamientos. Por ejemplo, el análisis de la forma de onda de la aceleración vibratoria permite identificar los impactos producidos por el paso de los elementos rodantes sobre un defecto localizado, y por medio de su periodicidad y su relación con la frecuencia de falla identificar la localización del defecto (pista interna, externa o canastilla).

Figura 61. Espectro de vibración y onda de tiempo.



La *figura 61*, muestra el espectro de frecuencia y la forma de onda de la vibración generada por un rodamiento con un defecto en la pista externa. Analizando el espectro, no es posible determinar si el rodamiento posee una falla.. Sin embargo, el análisis de la señal de vibración en el dominio del tiempo, permite identificar un defecto en el rodamiento. En la *figura 61*(abajo), se pueden identificar claramente los picos que se producen cada vez que un elemento rodante pasa sobre el defecto. El tiempo que transcurre entre un pico y otro corresponde aproximadamente al inverso del BPFO¹¹, confirmando la existencia de un defecto en la pista externa. La periodicidad tiene unos cambios ligeros, los cuales pueden estar relacionados con pequeñas variaciones en la velocidad de la máquina.

3.4. SPIKE ENERGY.

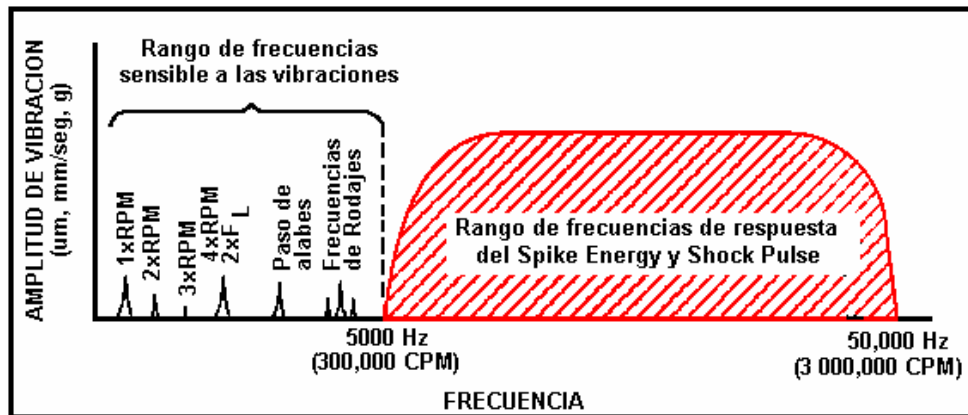
Es la medición de la energía generada por los impactos mecánicos repetitivos y transientes. Estos impactos se producen en la superficie defectuosa de los elementos de los rodamientos, o de dientes de los engranajes, estos impactos excitan las frecuencias naturales de los componentes del montaje, la señal resultante de estos impactos aparecen como picos o "spikes" de energía

¹¹ BPFO: frecuencia de falla para la pista externa

periódica a alta frecuencia y a intervalos de frecuencia del defecto del rodamiento o a las frecuencias de giro del engranaje.

La tecnología Spike Energy^{TM12} fue desarrollada a finales de los años 70's por la empresa IRD, dedicada al análisis de vibraciones, como una técnica diseñada para detectar las señales emitidas por los rodamientos defectuosos. El termino spike energy fue usado para describir los pequeños pulsos, "spikes" de energía vibratoria generada por el impacto de los elementos rodantes contra las grietas microscópicas y cráteres.

Figura 62. Rango de frecuencias de medición de spike energy.



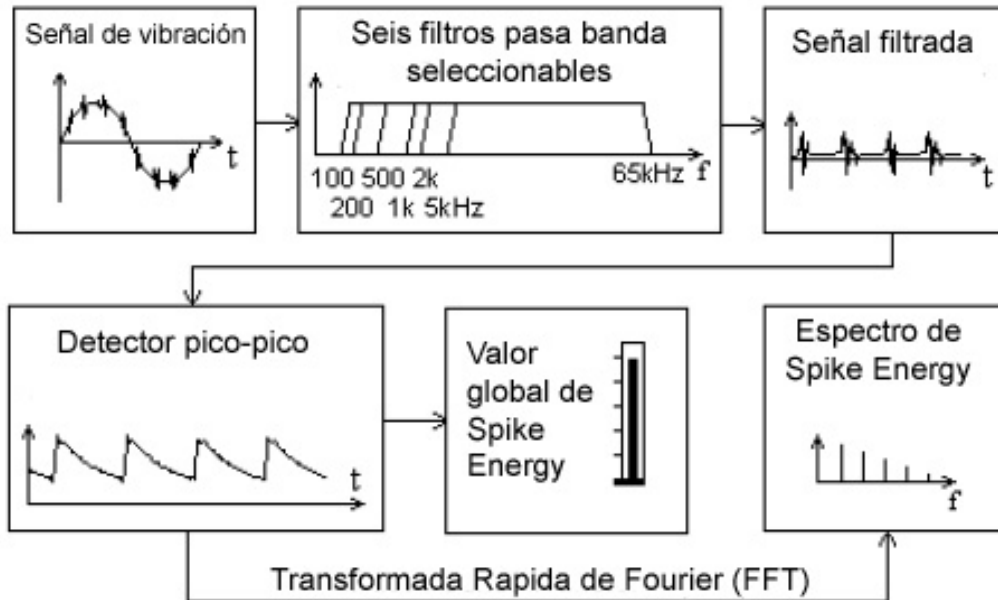
Spike Energy utiliza un acelerómetro para detectar la energía de vibración sobre un rango preestablecido de alta frecuencia. Estos impactos excitan la frecuencia natural de los elementos del rodamiento además de la frecuencia natural del acelerómetro en este rango de alta frecuencia. Estas frecuencias resonantes actúan como frecuencias moduladoras de la frecuencia de los defectos de los rodamientos. La intensidad de la energía de impacto es función de la amplitud de los pulsos y tasa de repetición. La señal inducida por estos impactos es medida por un acelerómetro y procesada por un circuito de filtrado

¹² "Spike EnergyTM," and "Spike Energy SpectrumTM," son marcas registradas de IRD Mechanical Analysis, Inc.

y detección. La magnitud de la señal medida es expresada en unidades de “gSE” (unidades de aceleración de Spike Energy).

3.4.1. Procesado de la señal de Spike Energy™. En la *figura 63* Se muestra un diagrama de flujo del procesado de la señal de spike energy. La señal de vibración es medida por un acelerómetro y filtrada por filtros pasa banda. Hay seis filtros pasa alta seleccionables, con frecuencias mínimas de corte, por ejemplo 100Hz, 200Hz, 500Hz, 1000Hz, 2000Hz, y 5000Hz. Y con un rango máximo de detección de 65.000 Hz. El propósito de la aplicación de estos filtros pasa alta es filtrar señales de vibración de baja frecuencia tales como desbalanceo, desalineamiento, y solturas mecánicas. Las amplitudes de los defectos en los rodamientos pueden ser mucho menos que las de los eventos de baja frecuencia. Luego la señal filtrada pasa a través de un detector de pico-pico, el cual no solo mantiene la amplitud pico-pico sino que también aplica una función constante descendente en el tiempo, dicha función esta relacionada con la f_{max} . La señal de salida del detector pico – pico es una señal en forma de sierra, la cual mas adelante será procesada para calcular el valor global del spike energy y el espectro de spike energy.

Figura 63. Método de procesamiento de la señal en el Spike Energy.



3.4.1.1. Valor global de Spike Energy™. La señal captada por el acelerómetro es procesada por un circuito especial que posee un filtro de banda de paso de alta frecuencia, luego la vibración filtrada pasa por un detector de (pico-pico) que detecta y retiene la amplitud pico de la señal. La unidad de la amplitud es en gravedades (gsE) y es determinada por la intensidad de los picos de alta frecuencia mayores que 300,000 CPM (ver Figura ¿? Rango de frecuencias de medición de Spike Energy). En este rango no se captan las vibraciones causadas por desbalanceo, desalineamiento, ejes flectados, problemas eléctricos, resonancia de estructuras, solturas ni problemas de pulsación.

3.4.1.2. Espectro de Spike Energy™. Para generar el espectro de "Spike Energy" se quita la señal envolvente (vibraciones a baja frecuencia) o sea se demodula la señal. El detector de picos, detecta la amplitud pico de la señal a alta frecuencia (impacto) y el periodo de repetición; luego con la Transformada de Fourier puede hallar el espectro de frecuencias de los impactos.

3.4.2. Consideraciones de medición de Spike Energy™. La medición del SE es muy sensible al tipo de sensor, al método de toma y a la dirección de la medición; un ligero cambio en la dirección causará variaciones significativas en las mediciones que llevará a falsas conclusiones. El tipo de sensor y el método de montaje son los factores que más afectan a la medición del gsE, porque:

- Cada sensor tipo acelerómetro tienen frecuencias resonantes diferentes.
- La medición con el puntero o sensor de sujeción manual, no es recomendable porque las lecturas son inconsistentes.
- Si se utiliza el montaje magnético se debe asegurar que la superficie se encuentre libre de rebabas, sea plana y para mejorar la transmisión de las señales a alta frecuencia se debe aplicar una capa de grasa o cera.

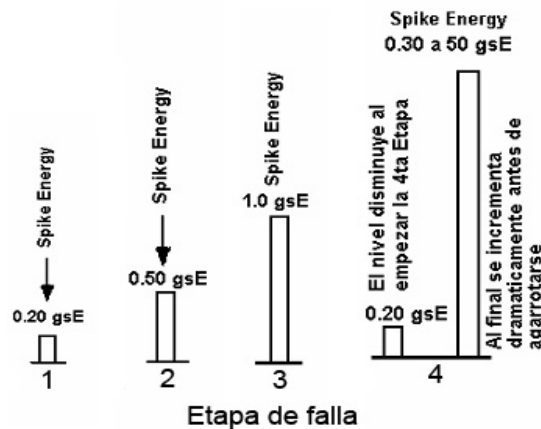
3.4.3. Interpretación de los datos de Spike Energy™. En aplicaciones de monitoreo de condición de maquinaria, el uso mas significativo es la medición de tendencia de Spike Energy. Dado que el Spike Energy es una medición de vibración de alta frecuencia, esta es sensible a las características dinámicas de la maquina, tipo de acelerómetro, condiciones de montaje y localización de mediciones. Para obtener lecturas de Spike Energy consistentes es necesario siempre usar el mismo acelerómetro, el mismo método de montaje, y exactamente la misma localización de los puntos de medición en la maquina. El descuido de alguno de estos parámetros producirá grandes diferencias en las lecturas de Spike Energy.

En la mayoría de las aplicaciones, el uso de Spike Energy no es suficiente para diagnosticar la condición de la maquina, se deben usar otros parámetros de vibración como aceleración, velocidad, o desplazamiento en conjunto con Spike Energy para realizar un diagnostico correcto de la condición de la maquina.

Cuando se toman mediciones de Spike Energy se deben tomar mediciones de por lo menos uno de los demás parámetros, para poder establecer su correlación. Cuando se incrementa la amplitud de Spike Energy en el tiempo, indica el desarrollo de problemas en rodamientos, o engranajes, en este punto

no es necesario reemplazar el elemento o programar su corrección si los demás parámetros de vibración se encuentran en niveles aceptables aun. Si las lecturas de aceleración exceden los límites de alarma, pero las lecturas de velocidad se encuentran todavía en un nivel aceptable, se debe revisar el aspecto de vibración para confirmar el problema que se está presentando. Si las lecturas de velocidad, aceleración, y Spike Energy exceden los límites de alarma los rodamientos se están aproximando al final de su vida útil. Normalmente las lecturas de Spike Energy disminuyen hacia la cuarta etapa de deterioro de los rodamientos pero crece a valores excesivos justo antes de la falla. En este punto es recomendable apagar la máquina para prevenir daño mayor.

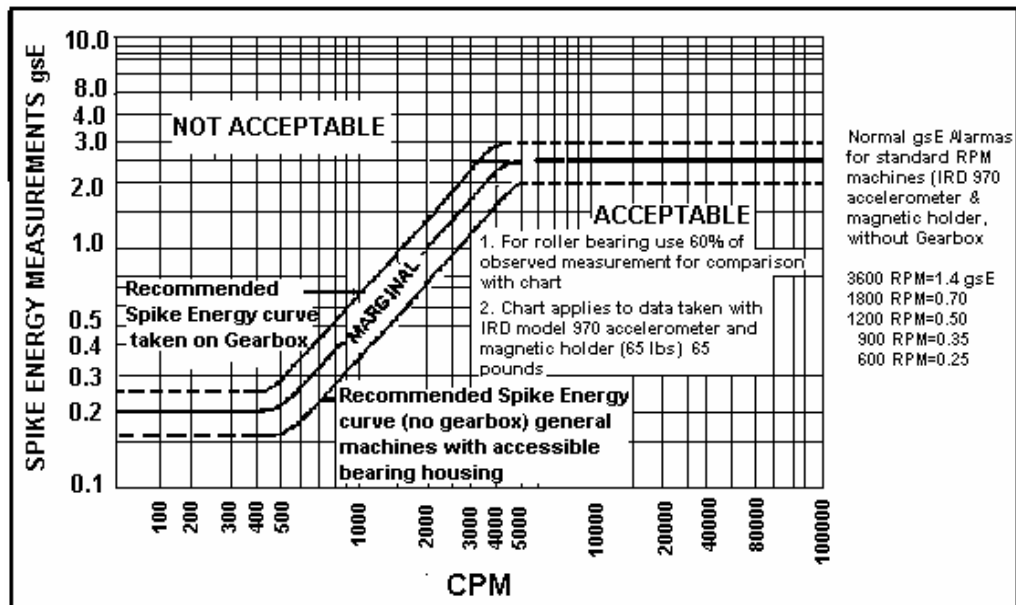
Figura 64. Evolución de las mediciones de Spike energy a través de las etapas de falla de los rodamientos.



Para mediciones convencionales de vibración existe un gran número de cartas de severidad, que han sido desarrolladas a través de los años y la experiencia. Desarrollar una carta de severidad universal para el valor global de Spike Energy es casi imposible debido a que hay muchas variables involucradas, tales como tipo de máquina, condiciones de operación, acelerómetros, métodos de sujeción, y las condiciones ambientales. De otra parte, es posible desarrollar una carta de severidad de Spike Energy basada en datos empíricos para cierto tipo de máquinas. Se deberán especificar las condiciones de medición en la carta para asegurar una buena interpretación. Se desarrollo una gráfica para severidad del Spike Energy para máquinas con rodamientos que se muestra en

la *figura 64*, para este caso en particular la gráfica aplica para datos tomados en máquina rotativas soportadas por rodamientos, sin carga, con un acelerómetro IRD modelo 970, y 970 lbs de agarre magnético. Cualquier discrepancia con las condiciones de medición puede resultar en una mala interpretación de los resultados. Esta gráfica no puede ser utilizada para otros tipos de máquina o condiciones de medición.

Figura 65. Carta de severidad de IRD Spike Energy.



La aparición de armónicos y bandas laterales con un fenómeno común en un espectro de vibración. Los armónicos son producidos por un evento que se repite varias veces durante una revolución o por una distorsión de una señal de tipo senoidal. Los armónicos típicos de la velocidad de rotación causados por excitaciones de baja frecuencia son filtrados por los filtros del Spike Energy. Por lo tanto los armónicos de la velocidad de rotación presente en un espectro de Spike Energy significan que la frecuencia de rotación esta modulando una alta frecuencia característica de los rodamientos.

Para rodamientos de rodillos usar el 50% de las mediciones observadas para poder utilizar la Carta de severidad de la *figura 65*, el Spike Energy es transmitida desde la fuente a través de la estructura de los apoyos hacia la

superficie exterior donde el acelerómetro convenientemente instalado capta la señal, para hallar defectos en rodamientos debe analizarse en conjunción con las mediciones de temperatura, ruido, velocidad y aceleración de la vibración, cuando se utilizan accesorios magnéticos se debe utilizarse silicona o grasa para mejorar la eficiencia de la toma.

Para tomar decisiones sobre el estado de un rodamiento, una de las consideraciones más importantes es el cambio significativo que pueda experimentar entre una lectura y otra de cualquiera de los siguientes parámetros; vibración, ruido, Spike Energy o temperatura. Esto advertirá que el rodamiento esta pasando de una etapa de deterioro a otra más avanzada.

3.4.4. Diferencias entre la medición del Spike Energy™ (gSE) y la medición de la aceleración convencional (g). La medición convencional de la aceleración utiliza un filtro de banda ancho que detecta la amplitud de la vibración, calcula su valor en RMS y luego lo convierte en unidades de gravedad "g".

La medición del "Spike Energy" utiliza un filtro de banda de paso de alta frecuencia, que detecta solamente señales a muy alta frecuencia que son frecuencias resonantes inducidos por el impacto de defectos del rodamiento. Las amplitudes de dichas vibraciones son muy pequeñas que en mediciones convencionales de aceleración se pierden por el ruido de las señales, el filtro de banda de paso de alta frecuencia eliminan todas las vibraciones a baja frecuencia causados por desbalanceo, desalineamiento, soltura, "oil whirl", etc., la medición es en unidades de gravedad gsE.

3.5. DEMODULACION O “ENVELOPING”.

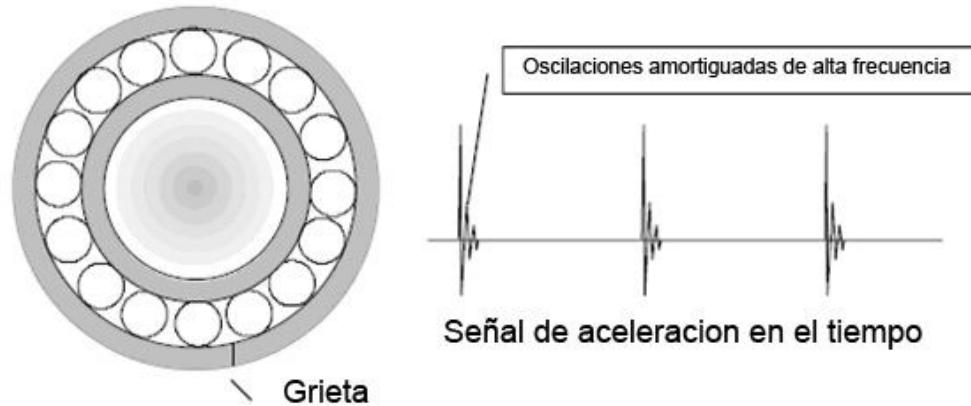
El uso de la demodulación de datos o “envolver” es un excelente complemento para el análisis espectral en la detección de fallas en los elementos rodantes de los rodamientos, engranes.

La demodulación puede explicarse usando el siguiente ejemplo: Si se tiene un elemento rodante de un rodamiento pasando sobre una falla en la pista externa. Cada vez que el elemento golpea esta falla se genera un impacto "pulso". Si 7.4 elementos rodantes golpean esta falla por revolución tendremos 7.4 "pulsos" por revolución. Se esperaría ver un pico en el espectro de banda angosta en 7.4X (una frecuencia igual a 7.4 x la velocidad del eje). Llamaremos a esto "frecuencia de falla". Si usaran solo los datos del espectro de banda angosta, ahí a esa frecuencia se encontraría pico en el espectro relacionado con esta falla.

La resonancia que produce un elemento rodante cuando golpea la falla es la misma que se produce en el rodamiento si es golpeado con un martillo. A esta se le llama frecuencia natural o resonante y es usualmente alta, aunque como se sabe depende de la masa y rigidez de la estructura del rodamiento. Esta componente de frecuencia es la que se elimina en el proceso de modulación.

3.5.1. Modulación en rodamientos. En rodamientos la modulación de amplitud ocurre cuando los impactos causados por pequeñas grietas en las pistas de rodamientos con elementos rodantes causan resonancia en los mismos anillos. Las frecuencias de resonancias de los anillos son por lo general muy altas, por lo general entre 2 KHz y 10 KHz. Las resonancias tienen una alta amortiguación, debido al montaje físico del rodamiento, y eso quiere decir que el rodamiento producirá una serie de "pings" muy cortos al ritmo de las bolas pasando la falla. Cada ping está en la frecuencia de resonancia y los pings están a la distancia del periodo de la frecuencia de paso de bolas.

Figura 66. Generación de pulsos en un rodamiento.

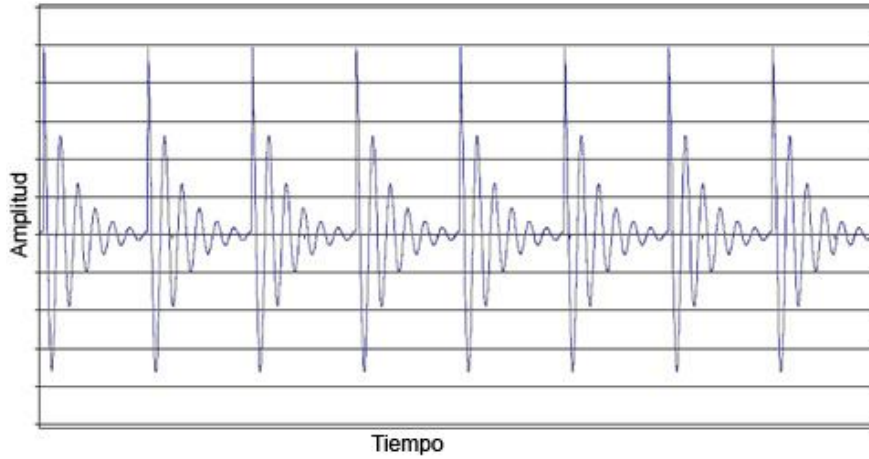


Si se lleva a cabo un análisis de la señal de vibración que corresponde a la forma de onda que se enseña en la *figura 66*, habrá muy poca amplitud en la frecuencia fundamental y un grupo extenso de armónicos, de baja amplitud de la frecuencia de paso de bolas (BSF). Esto se debe al hecho que los impulsos causados por las bolas golpeando la grieta, son muy breves en el tiempo, y contienen muy poca energía. Tampoco los armónicos son muy energéticos. El ruido aleatorio en el espectro tiene una tendencia de ocultarlas, y eso hace difícil encontrarlos especialmente en los primeros estados de una falla de rodamiento que se está desarrollando.

Las formas de onda que se muestran en las figuras están idealizadas y no son verdaderamente representativas de datos recopilados de una máquina rotativa. La firma de vibración de la máquina siempre contiene ruido de banda ancha junto con todas las frecuencias forzadas y el armónico etc. de procesos internos. Pero esta firma todavía tendrá las señales debidas a fallas en los rodamientos, aunque puede ser que no sean visibles. Un procedimiento para la extracción de una parte importante de la señal de vibración se conoce como la demodulación de amplitud.

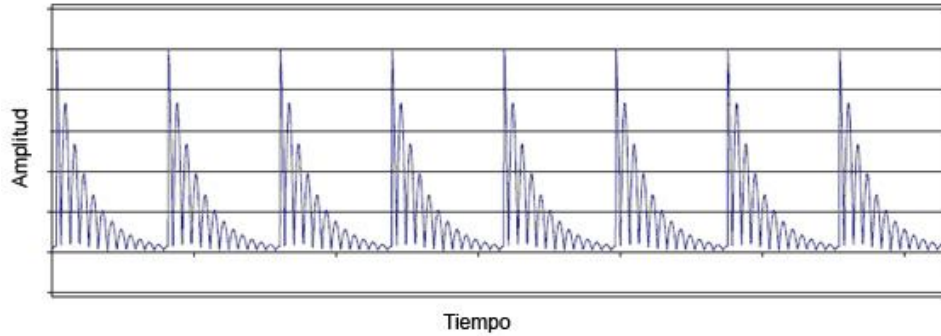
Al examinar la forma de onda producida por el rodamiento se ve que se parece a una modulación de amplitud. El pico de alta frecuencia de la resonancia del rodamiento está modulado por los impactos de las bolas contra la grieta de la pista exterior.

Figura 67. Forma de Onda de una Señal de Tiempo de Rodamiento.



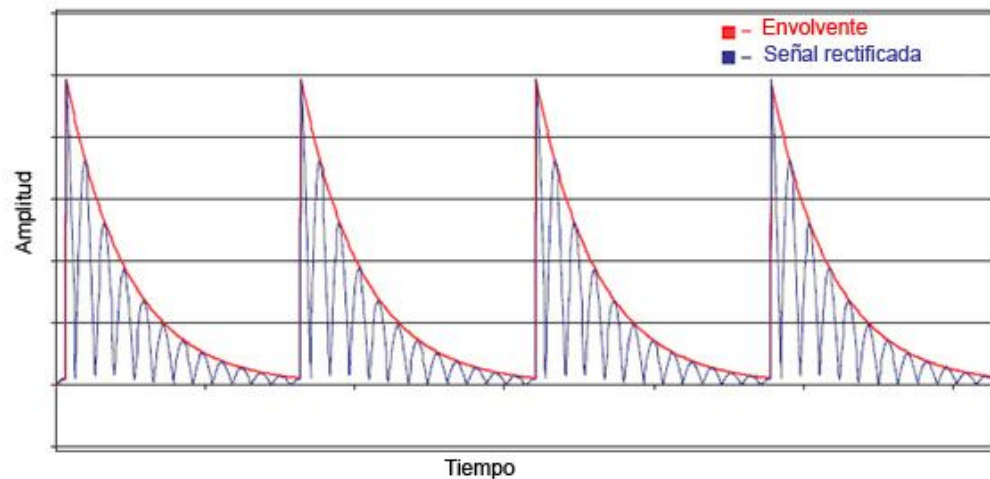
Si se pasa esta señal de tiempo a través de un rectificador de diodos, o detector, los picos negativos se convierten en picos positivos. La forma de onda se convierte en positiva únicamente.

Figura 68. Forma de Onda rectificada de Señal de Rodamiento.



Si se pasa la señal a través del filtro pasa baja, se elimina la vibración, debida a la resonancia (alta frecuencia) y solo queda la envolvente de la señal.

Figura 69. Envolvente de la Señal de Rodamiento.



La señal envolvente tiene una proporción de repetición, que es igual a la frecuencia del paso de bolas, pero tiene mucha más energía en la frecuencia fundamental, ya que los pulsos son más anchos o más largos en duración.

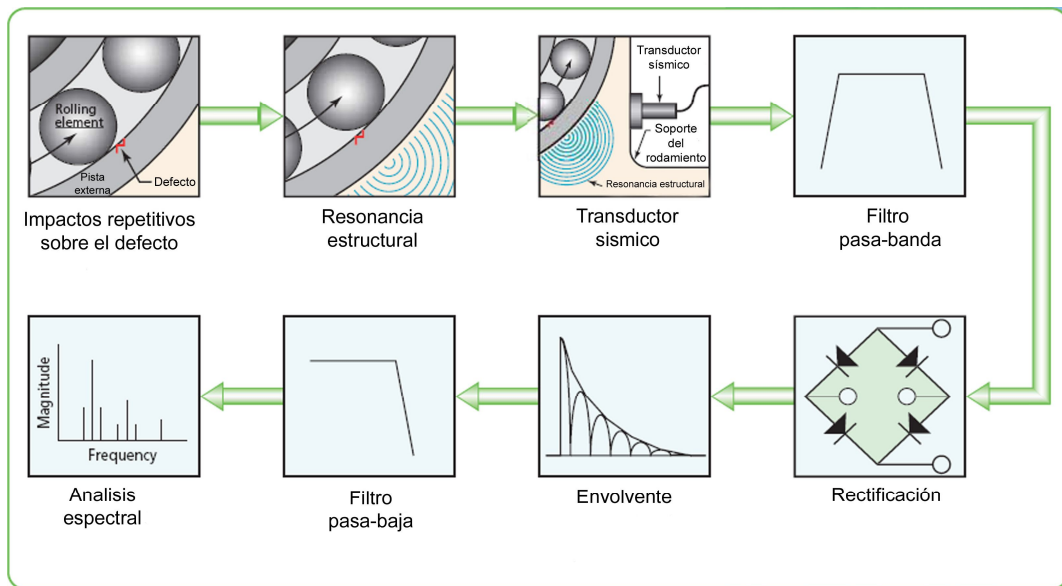
Este proceso de rectificación y filtrado en realidad es una demodulación de amplitud y es exactamente el mismo proceso que se usa en receptores radio AM para recuperar la información contenida en la onda portadora, modulada.

A la señal demodulada se le puede hacer un análisis de frecuencias y la frecuencia de paso de bolas será el componente más grande en el espectro. Las señales debidas a fallas en rodamiento son de muy baja amplitud. Por lo general son ocultadas por el ruido de piso. Pero la señal que se demodula es la frecuencia de la resonancia del rodamiento de alta frecuencia y esta se puede separar de la firma de vibración de la máquina de banda ancha por filtración. En muchos casos, un filtro sencillo, bipolar de paso alto, sintonizado a 2 KHz es adecuado para extraer el componente de resonancia modulada.

La filtración de la señal que será demodulada es extremadamente benéfica, porque quita todo el ruido de baja frecuencia, y los componentes espectrales que tiendan a esconder los tonos de rodamientos generados por pequeños defectos. El espectro demodulado no contiene ningún ruido contaminante, y eso resulta en un mejoramiento importante de la proporción señal ruido. Eso

es la ventaja más importante de la demodulación de amplitud, como herramienta de diagnóstico de rodamientos.

Figura 70. Proceso de demodulación de datos de vibración.



3.5.2. Características fundamentales de la demodulación. Un atributo importante de la demodulación de datos es que se enfoca en las vibraciones de alta frecuencia. Usando un filtro pasa alta, los datos de baja frecuencia se filtran y el colector de datos es capaz de amplificar vibraciones de alta frecuencia, pero baja amplitud. Esto significa que algunos picos que normalmente forma se perderían por el ruido de piso en un espectro normal de banda angosta (mucho más bajos que vibraciones normales que emite una máquina) pueden ser detectados usando la técnica de demodulación.

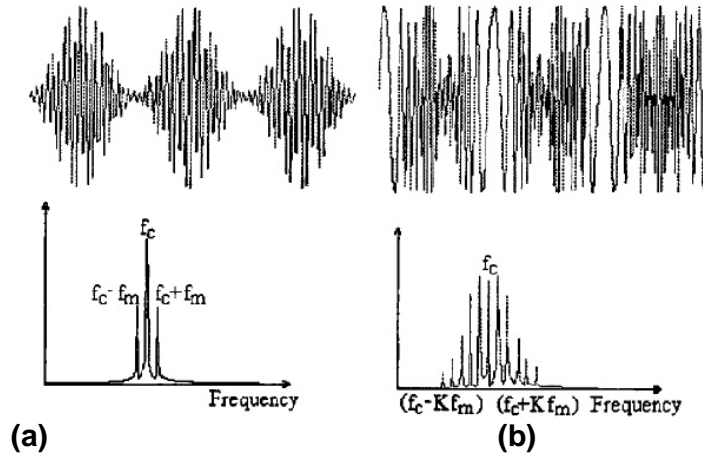
Otra característica de la demodulación, o de las vibraciones de alta frecuencia en general, es que son muy fáciles de atenuar y no viajan muy bien a través de la estructura de la máquina. Como cuando un escucha se aleja de una fuente de sonido alta, tiende a escuchar solo los bajos, o sonido de baja frecuencia, dado que los agudos o sonidos de alta frecuencia se disipan bastante rápido. Esto implica que la vibración detectada con demodulación usualmente es producida localmente. A partir de esta característica se facilita la identificación del elemento de maquina defectuosos.

3.5.3. Bandas laterales en el espectro de un rodamiento. Las bandas laterales son componentes de frecuencia espaciadas equidistantemente alrededor de una frecuencia central. En la práctica las bandas laterales raras veces están simétricamente distantes de la frecuencia central. La frecuencia central es llamada frecuencia modulada **fc** (carrier frequency) y esta puede ser múltiplo de las frecuencias de falla de los rodamientos, o de paso de diente en los engranajes, frecuencia de resonancia de una máquina o componente, o la frecuencia de resonancia de un sensor montado. Las bandas laterales son llamadas frecuencia moduladora **fm**.

Existen dos tipos básicos de modulación:

- Modulación de amplitud: es la variación en amplitud de una señal de frecuencia constante, asociada con el cambio en las condiciones de carga.
- Modulación de frecuencia: es la variación de frecuencia de una señal de amplitud constante, asociada con la variación de velocidad.

Figura 71. Tipos de modulación (a) amplitud modulada, (b) frecuencia modulada.



En aplicaciones de rodamientos, las bandas laterales son usualmente una de la frecuencias de falla de los rodamientos, BPFO; BPFi; BSF, ó FTF, estas frecuencias son no sincrónicas, y como frecuencia modulada aparece la frecuencia natural del montaje rodamiento-acelerómetro. La modulación de amplitud ocurre porque la amplitud de la vibración varía en magnitud, cuando los defectos en la pista interna o los elementos rodantes entran y salen de la zona de carga del rodamiento.

3.6. ENVOLVENTE DE ACELERACION SKF¹³.

La envolvente de aceleración o acceleration enveloping, es la técnica de procesamiento de señales de vibración, que provee una gran prestación al analista para determinar la condición de maquinaria rotativa. Este método de procesamiento de señal, permite la detección de impulsos repetitivos de baja energía, tales como los defectos de rodamientos y engranajes, con mucha anticipación respecto a los métodos tradicionales de análisis.

El proceso de envolvente de aceleración, se inicia con el filtrado de las vibraciones de baja frecuencia. Luego procesa los armónicos generados por señales repetitivas, que ocurren en una banda de alta frecuencia especificada

¹³ Envolvente de aceleración: Técnica específica patentada por SKF Condition Monitoring, en sus equipos de monitoreo de condición.

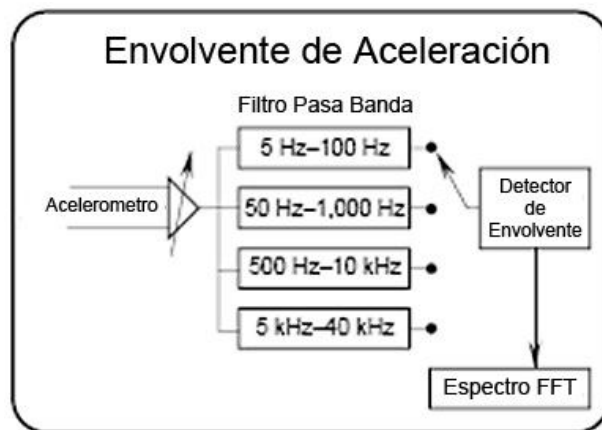
por el usuario, *figura 72*. Las señales armónicas se inician en las primeras etapas del defecto en el rodamiento. Normalmente 5 a 40 veces la frecuencia fundamental del defecto.

Cuando estos armónicos son detectados, la envolvente muestra un espectro en el rango de frecuencia del defecto fundamental. El resultado es un espectro de baja frecuencia, con eventos en la frecuencia fundamental del defecto y sus armónicos.

Las señales impulsivas de defectos son generadas con más energía en la zona de carga del rodamiento. Por esta razón, es muy importante para obtener mejores resultados en la medición de envolvente posicionar el sensor en la zona de carga o lo mas cercano a ella.

La clave para predecir con anticipación las fallas de rodamientos, es detectar las frecuencias de baja amplitud de sus defectos, y los armónicos, sin incluir la señal de gran amplitud generada por la rotación del equipo. Para cumplir con esto los sistemas modernos permiten selección entre cuatro filtros pasa banda para la medición de envolvente.

Figura 72. Filtros de envolvente de aceleración.



Cada filtro pasabanda para la medición, es seleccionado basándose en la frecuencia de rotación del eje y en rango de la frecuencia del rodamiento de interés.

La selección de uno de estos filtros permite al analista aislar las frecuencias de interés específicas. el interés del filtro pasa banda, es eliminar las bajas frecuencias generadas por las señales de alta energía rotacionales, debidas a desbalanceos, desalineamientos, flojedades, etc, y amplificar solamente las señales de alta frecuencia armónicas de defectos en rodamientos (estas armónicas ocurren entre 5X y 40X frecuencia del defecto).

Excluyendo las bajas frecuencias, donde las componentes de gran amplitud tienen mucha significación respecto de la relación de ruido, permite que armónicos de defectos muy pequeños puedan ser detectados, sumados y convertidos en el proceso de envolvente, en la frecuencia fundamental del defecto y sus armónicos asociados. El resultado es un espectro que presenta las señales repetitivas de rodamientos, y todas las señales de baja frecuencia y/o no repetitivas.

El espectro de envolvente de aceleración presenta señales, cuyas amplitudes son sumas relativas de la energía, en una banda filtrada en un rango específico. No se puede comparar el resultado de envolvente con una medición estándar de aceleración. Estas amplitudes relativas dependen de variables operativas tales como la ubicación del sensor y la velocidad del eje. Si estas variables operacionales permanecen constantes, y la misma banda de filtro es aplicada en el tiempo, se podrá utilizar la medición de envolvente de aceleración en un análisis de tendencia donde la señal es proporcional al defecto, y el incremento de la amplitud de la medición se debe al incremento en el defecto.

Existe la posibilidad de comprobar el estado de los rodamientos por medio de la medición del valor global de la envolvente de aceleración, a través de una tabla de severidad *tabla 27* que provee recomendaciones generales sobre los valores de “gE” que es como se denominan las unidades de medición de esta técnica esta técnica.

Tabla 27. Severidad de envolvente (gE).

| Valor global (gE) | | Diámetro del eje (mm)/Velocidad (rpm) | | |
|-------------------|--------|---------------------------------------|------------------------------|-------------------------------|
| Fmax | | Ø200 a 500mm < 500rpm | Ø 50 a 300 mm 500 a 1800 rpm | Ø 20 a 150 mm 1800 a 3600 rpm |
| 500Hz | 1000Hz | | | |
| 0.075 | 0.1 | Bueno | Bueno | Bueno |
| 0.35 | 0.5 | satisfactorio | Bueno | Bueno |
| 0.55 | 0.75 | | satisfactorio | |
| 0.75 | 1 | Alerta | satisfactorio | satisfactorio |
| 1.5 | 2 | No admisible | Alerta | Alerta |
| 3.5 | 4 | | No admisible | |
| 7.5 | 10 | | No admisible | |

3.7. ENERGIA ESPECTRAL EMITIDA (SPECTRAL EMITTED ENERGY SEE™)¹⁴.

La tecnología SEE™ provee una detección muy temprana de fallas de rodamientos y engranajes, por medio de la medición de la emisión acústica, de muy alta frecuencia. A través de la detección temprana del deterioro mecánico, la medición, SEE™ también detecta problemas de lubricación de rodamientos causados por contaminación, lubricación inadecuada, o la rotura de la película del lubricante por defecto local. Estas mediciones producen un valor numérico global, y un espectro FFT, es generalmente aceptado que una lubricación inadecuada es la causa primaria de falla en rodamiento.

¹⁴ SEE™ siglas para Spectral Emitted Energy tecnología de detección de alta frecuencia patentada por SKF Condition Monitoring.

Operando en el rango de muy alta frecuencia, las mediciones de SEE™ detectan la tensión estructural iniciada por problemas de lubricación y por el contacto entre superficies del rodamiento. La indicación temprana de lubricación inadecuada provee al analista, tiempo para aplicar acciones correctivas de lubricación, prolongando la vida en servicio del rodamiento.

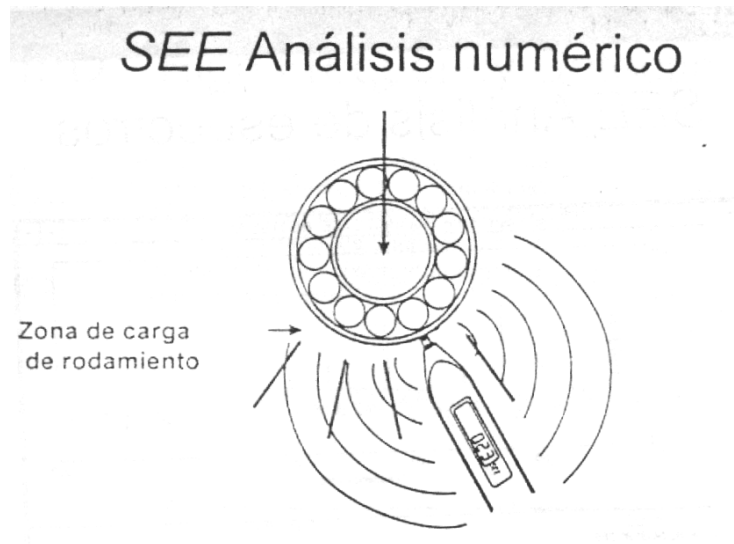
Tal como la medición de envolvente de aceleración, la medición SEE™ debe ser realizada en la zona de carga del rodamiento, o lo más cercano a ella. El sensor SEE™ no se apoya directamente sobre la superficie de la máquina. Por esto se usa una película de grasa o aceite entre el sensor y la superficie, para ayudar a la conductibilidad acústica entre ambos. La consistencia en la adquisición de datos es crítica. Es preferible el uso de sensores permanentemente montados, dado que éstos aseguran la misma ubicación y presión, como asimismo un acoplamiento fluido. Una lectura mayor de lo normal en SEE™ sugiere una lubricación insuficiente, contaminación del fluido, o el comienzo del defecto en el rodamiento. Si una lectura alta de SEE™, se reduce a su valor normal luego de la relubricación, se deduce que ésta es la causa, resolviéndose así el problema del rodamiento, con sólo una lubricación correctiva temprana. Si se realiza la operación de lubricación y la lectura global SEE™ permanece elevada, implica deterioro en el rodamiento. En etapas posteriores, múltiples picaduras, aparecerán en la región de las pistas, y las lecturas SEE™ pueden decrecer. Esto se debe al efecto de la cuña de lubricante, que separa la superficie dañada, del contacto de las bolillas. El daño continúa y aparece la fatiga en la pista, con desprendimiento de partículas largas de acero, que comienzan a contaminar el lubricante, aumentando considerablemente la lectura SEE™.

Dependiendo del instrumento de monitoreo, SEE™ provee un valor global o un espectro, o ambos.

3.7.1. Análisis Numérico SEE™.

Debido a que la señal SEE™ detecta una anomalía en la proximidad del sensor, es esencial un conocimiento claro de la máquina. Por ejemplo, si una caja de engranajes es adyacente al rodamiento donde se toma la lectura de SEE, las emisiones acústicas provenientes de la caja pueden sumarse a la del rodamiento. En este caso una lectura alta de SEE™, puede ser normal para un buen estado del rodamiento (debido a que la SEE™ adicional provenía de la caja).

Figura 73. Medición de valor global de SEE™



En general, una medición SEE más elevada que lo normal, indica un problema. Si inicialmente no había señal SEE presente, se puede utilizar la siguiente guía para evaluar la severidad.

Los números están en medición SEE.

Tabla 28. Severidad de energía espectral emitida SEE.

| VALOR GLOBAL SEE | SEVERIDAD |
|------------------|--|
| 0 – 30 | No presenta problemas |
| 3 – 20 | Problema de lubricación, contaminación, defecto de rodamiento con poca carga, o pequeña avería con carga normal. |
| 20 – 100 | Defecto de rodamiento o contaminación del lubricante |
| > 100 | Problema severo de rodamiento |

Esta tabla solamente representa una guía. La experiencia del analista en el análisis de la tendencia de las mediciones determinará el camino válido.

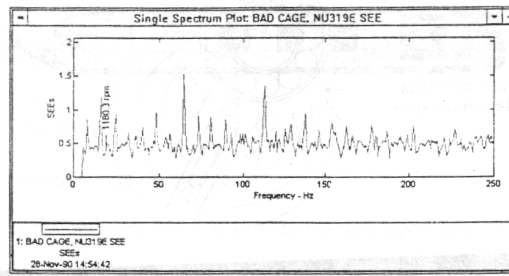
3.7.2. Análisis espectral SEE. Los defectos microscópicos incipientes de los cojinetes, no son visibles en los espectros normales de velocidad o aceleración porque no existe vibración aún o:

- Si la vibración existe, ella ocurre en el rango del defecto del rodamiento en que el espectro FFT no puede mostrar.
- Esta vibración tiene una amplitud tan pequeña que queda oculta por a vibración de la frecuencia rotacional, o el ruido de piso.

La medición SEE monitorea la frecuencia ultrasónica en que ocurre esta emisión (150-500 kHz) y filtra todos los eventos rotacionales. Las señales acústicas provenientes de defectos incipientes de rodamientos son resaltadas y mostradas como picos a la frecuencia de defecto. En una medición de rodamientos, si no aparece un pico en el espectro SEE, es porque no hay señal acústica generada por el mismo.

Figura 74. Espectro de energía espectral emitida.

SEE Análisis de espectros



El espectro SEE de la figura muestra un pico a la frecuencia de falla de la canastilla con sus respectivos armónicos, en un rango de baja frecuencia, en un espectro convencional, estas amplitudes se verían ocultas por los efectos rotacionales y el ruido de piso.

Cuando no se observan picos de fallas de rodamientos en el espectro SEE, pero el valor global aumenta, es un indicador de que el problema es de cavilación o roce.

3.8. DETECCION DE ALTA FRECUENCIA (HIGH FREQUENCY DETECTION HFD).

El proceso de detección HFD (High Frequency Detection) muestra un valor numérico para un rango vibratorio de alta frecuencia, que genera una señal de baja amplitud, debido a pequeñas imperfecciones en los elementos rodantes de los rodamientos. La técnica HFD provee una alerta temprana por problemas en rodamientos.

La medición HFD muestra un valor proporcional a la señal global con un filtro pasabanda. El filtro permite la detección de la frecuencia de resonancia del sensor, la cual es usada para amplificar la señal de bajo nivel, generada en el impacto sobre las fallas, La frecuencia natural o de resonancia del sensor está en el orden de los 25 kHz y la medición del valor global en el rango comprendido por 5 kHz y 40 kHz. Las lecturas son realizadas utilizando un acelerómetro, y son registradas en Gs (RMS o pico-pico).

Las mediciones HFD son realizadas periódicamente con el colector de datos portátil o con adquisición de datos on line. A medida que el programa de HFD se desarrolla, los datos medidos determinan los valores normales y los valores de alarma para el equipo específico. También, los valores de HFD pueden ser representados en un gráfico de tendencias, para detectar fácilmente cambios relativos en amplitud.

De manera distinta al método de envolvente, el proceso de la señal HFD, no indica cuál es la falla (en caso de rodamiento, por ejemplo, si es en la pista exterior, interior, elementos rodantes, etc.), sin embargo, provee una indicación numérica de la energía del valor global dentro de una banda de alta frecuencia, que es muy útil para la detección por tendencia de fallas de rodamientos. Las lecturas de HFD también son afectadas por roce de sellos, contacto de metal con metal y cavitación.

3.9. METODO DE PULSOS DE CHOQUE SHOCK PULSE METHOD SPM™¹⁵.

El método de pulsos de choque es una técnica de procesamiento de señales, usada para medir los impactos metal-metal, y el ruido de la rodadura, como los que se producen en los rodamientos y engranajes. Mucho mas refinado que otras técnicas de medición en alta frecuencia, el método de pulsos de choque es ampliamente utilizado en el mundo como una valiosa herramienta e el mantenimiento predictivo. La medición del estado de rodamientos es la aplicación mas común del método, pero tiene un gran numero de aplicaciones mas como condición de engranajes, compresores, y otras aplicaciones donde el contacto metal – metal es la fuente de ruido y desgaste.

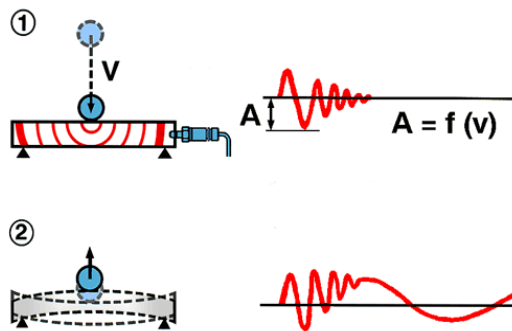
3.9.1. Diferencia entre Shock Pulse y vibración. Considere una bola de metal golpeando una barra de metal, al momento del impacto, se irradia una

¹⁵ SPM Técnica de análisis de alta frecuencia patentada por SPM Instruments Marca registrada.

onda de presión a través del material de ambos cuerpos. Esta onda es trasiente (se amortigua rápidamente). Cuando el frente de onda alcanza el sensor se shock pulse, causara una resonancia con este en una banda de frecuencia ultrasónica esto ocurre normalmente alrededor de una frecuencia de 36 KHz. La amplitud de este pico es función de la velocidad de impacto (v). Esta onda es el objetivo de la medición de Shock Pulse.

Durante la siguiente etapa del choque, los dos cuerpos empiezan a vibrar las superficies se comprimen y flectan. Tan pronto el objeto que impacto retrocede, el componente de metal rebota y continua flectandose por cierto numero de ciclos hasta que la energía se disipa. La frecuencia de esta vibración depende de la forma, la masa, la rigidez y el amortiguamiento del metal de los cuerpos colisionados. El método de pulsos de choque filtra esta fase del impacto ya que su magnitud depende de la estructura y el material, dejando únicamente la componente correspondiente a la onda de presión.

Figura 75. Diferencia entre pulso de choque y vibración¹⁶.



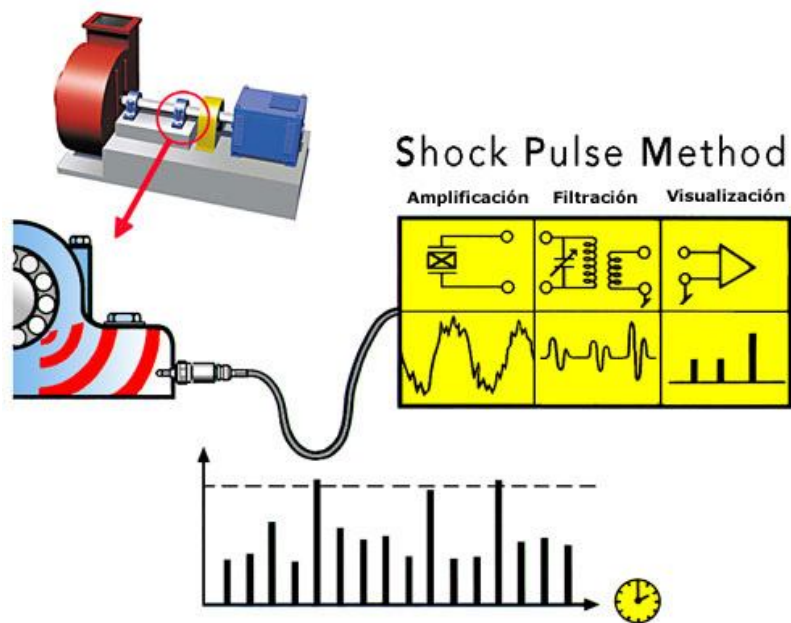
3.9.2. Procesado de la señal de pulsos de choque. Para medir pulsos de choque se usa una etapa de filtración, combinada con un acelerómetro especial, el cual es diseñado con características específicas para la medición de pulsos de choque. Si es diseñado correctamente este acelerómetro puede ser utilizado para medir señales de vibración normal también.

¹⁶ Tomado de SPM Instruments, sitio oficial en Internet www.spm.com

3.9.2.1. Amplificación. Las señales de pulsos de choque son relativamente pequeñas en amplitud y no viaja grandes distancias. Para amplificar la pequeña señal los cristales piezo eléctricos en el acelerómetro son construidos de manera que sean excitados por los pulsos a 36 KHz.

3.9.2.2. Filtrado. Para distinguir los pulsos de choque de la vibración se usa un filtro pasa banda alrededor de los 36 KHz. Esto ayuda a aislar la señal de pulsos de choque, de la interferencia s creadas por la vibración de la maquina.

Figura 76. Procesamiento de la señal de Shock Pulse¹⁷



3.9.2.3. Visualización. Por último ya cuando la señal ha sido amplificada y filtrada es convertida en pulsos eléctricos después de su paso por el transductor estos pulsos son los que interpreta el instrumento y así entrega ya sea el valor base o el valor máximo de Shock Pulse.

3.9.3. Condición de rodamientos. El método de pulsos de choque provee dos medidas una es el valor base y el otro es el valor máximo, cada uno de estos tiene su aplicación específica dentro del análisis de condición de rodamientos.

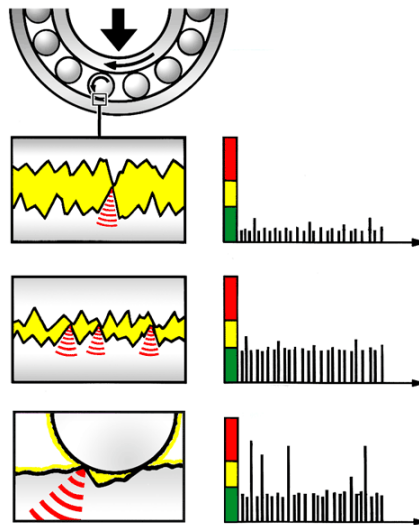
¹⁷ Tomado de SPM Instruments, sitio oficial en Internet www.spm.com

3.9.3.1. Valor base (condiciones de lubricación). Los impactos metal metal ocurren normalmente en los rodamientos. Aunque el rodamientos sea nuevo y opere bajo condiciones normales este se empieza a desgastar tan pronto se ponga en operación la maquina. Si la lubricación fuera perfecta los rodamientos nunca se desgastarían en condiciones ideales. Cuando el rodamiento no esta dañado aun el contacto metal-metal generan un ruido de pisos de pulsos de choque, este valor de pulsos de choque es el que referencia el valor base. Cuando la lubricación empieza a desmejorar hay mas contacto metal-metal lo que se refleja en un incremento del valor base. Este incremento en el valor global de pulsos de choque informa al analista que el rodamiento está experimentando impactos en el tiempo transcurrido entre mediciones. La causa mas probable del incremento del valor base es el decremento en las propiedades, y el espesor de la capa del lubricante en el rodamiento.

3.9.3.2. Valor máximo (daño en rodamientos). Cuando se desarrolla un defecto en el rodamiento, este es golpeado por otro elemento periódicamente. Por ejemplo un defecto en la pista externa es golpeado cada vez que un elemento rodante pasa sobre el defecto. Estos impactos periódicos generan picos de gran amplitud que sobresalen del valor global, utilizando un circuito de filtrado y procesado de señal se logran diferenciar estos picos del ruido de piso. A medida que el defecto en e rodamiento se incrementa el valor máximo también lo hace, es así como el valor máximo es un indicador del daño en el rodamiento.

La señal filtrada proveniente del transductor refleja la variación de presión, en la interfase de rodadura del rodamiento, cuando la capa de lubricante se encuentra en un nivel optimo, el nivel de shock pulse es bajo sin picos predominantes. Cuando la capa de lubricante disminuye, el nivel de shock pulse aumenta pero aun sin picos distintivos cuando la falla aparece claramente ya sea sobre las pistas o sobre el elemento rodante, se pueden visualizar picos grandes a intervalos irregulares

Figura 77. Evolución de la falla y el valor de Shock Pulse¹⁸.

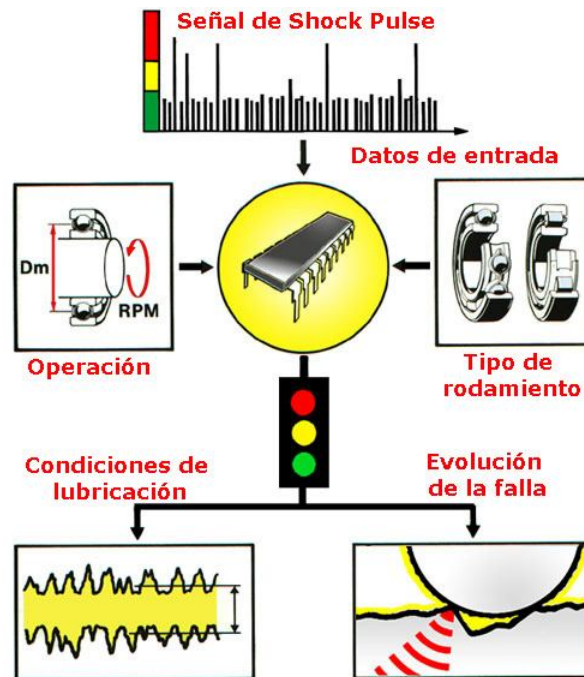


La desventaja de este método es que no identificara la fuente de la falla. La fuente puede ser cualquier tipo de falla en el rodamiento como en la pista interior o exterior, y puede ser originada por cualquiera de los rodamientos en el sistema.

3.9.4. Proceso de medición del Shock Pulse. Los medidores de shock pulse miden la señal en una escala de decibeles, en dos niveles, un valor base y un valor máximo. Un microprocesador evalúa la señal. Este necesita la definición de algunos datos de entrada como el tipo de rodamiento (número ISO), los diámetros del rodamiento y la velocidad de operación.

¹⁸ Tomado de SPM Instruments, sitio oficial en Internet www.spm.com

Figura 78. Procesado de la señal en el shock pulse¹⁹.



Cuando el instrumento tiene todos los datos de entrada, puede evaluar la condición del rodamiento, ya sea indicando la condición de la lubricación, en el caso de que la falla no haya avanzado aun, esto con el valor base; o determinar si la falla ya se esta presentando en las superficies de contacto, con la aparición de picos distintivos y su correspondiente aumento en el valor máximo.

3.10. PEAKVUE™²⁰.

El análisis espectral por Transformada Rápida de Fourier (FFT) en un rango de frecuencia determinado ($F_{\text{máx}}$) exige que la señal analógica sea muestreada como mínimo, y en virtud del teorema de Nyquist, a razón de 2,56 veces $F_{\text{máx}}$. Así, el muestreo de la señal analógica en el dominio de tiempo podrá garantizar la representación espectral de todas las frecuencias existentes por debajo de $F_{\text{máx}}$. Sin embargo, en el contacto metal- metal en elementos mecánicos como

¹⁹ Tomado de SPM Instruments, sitio oficial en Internet www.spm.com

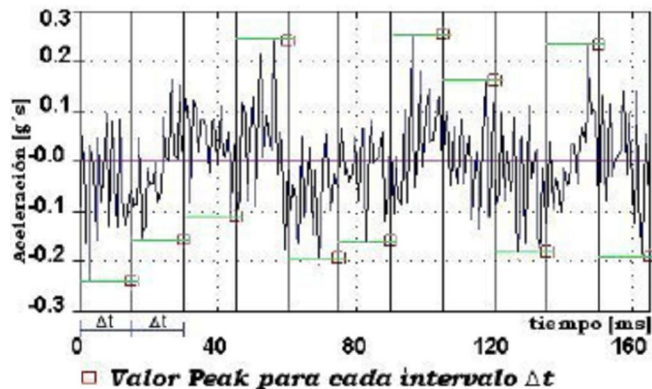
²⁰ Peakvue™, técnica de análisis de señales de alta frecuencia patentada por CSI *Computacional System Incorporated*.

rodamientos y engranajes se generan unas ondas vibratorias de muy corta duraci3n que se escapan al procesado digital convencional.

Las ondas de impacto se denominan "stresswaves", son fen3menos vibratorios con duraci3n del orden de milisegundos (1-50 KHz) y su captura es muy interesante para la detecci3n temprana de fallos en rodamientos y engranajes, lo m1s importante del procesado de ondas de impacto y que lo diferencia claramente de la demodulaci3n de frecuencia es la capacidad de tratar se1ales de baja amplitud y muy alta frecuencia en m1quinas lentas (molinos de cemento, agitadores, etc.).

Es una t3cnica que capta el valor peak de los impactos que se producen (figura 2b) y luego por medio de un an1lisis espectral se obtiene la frecuencia de repetic3n de los impactos. Detecta la presencia de las ondas de esfuerzo debidas principalmente al contacto metal-metal durante una etapa temprana de falla. Al igual que la demodulaci3n, a1sla las zonas resonantes por medio de filtros digitales pasa alto o pasa banda, pero se diferencia del proceso de demodulaci3n en que en la etapa final no emplea el detector de envolvente, sino que utilizando una frecuencia de muestreo alta (100 KHz) capta el valor peak para cada intervalo Δt del tiempo de muestreo normal.

Figura 79. Valor pico para cada intervalo de tiempo.



Peakvue™, muestrea la señal analógica a una velocidad muy alta independientemente del rango de análisis seleccionado. El análisis Peakvue™ utiliza un filtro pasa-alta para eliminar las componentes de baja frecuencia (desequilibrio, desalineación, etc.) y aprovechar al máximo el rango dinámico del analizador antes de pasar por un detector de pico. Tras pasar por el detector de pico, se procede a hacer el análisis FFT de la onda procesada por Peakvue™, resultando un espectro nítido de las frecuencias de fallo que, a diferencia de la demodulación, se representa con amplitudes pico reales.

Por ejemplo, si la ventana de tiempo se mantiene constante en 0.01 seg, y se tiene una frecuencia máxima de análisis de 4,200 Hz, el muestreo típico de FFT nos daría 89 muestras (8,960 x 0.01). Por el contrario, el procesado Peakvue™ tomará 100,000 muestras por segundo dentro de la ventana de tiempo, unas 1,000 muestras de onda, independientemente del valor de $F_{m\acute{a}x}$.

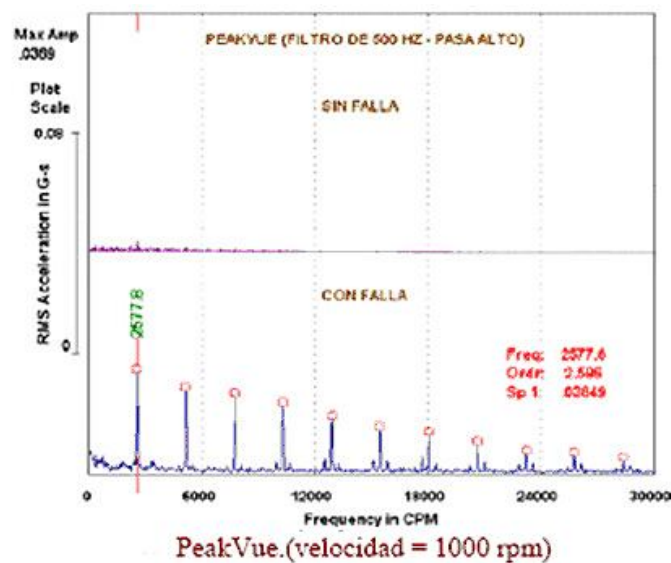
Para conseguir los mejores resultados de la tecnología Peakvue™ es conveniente Espectro FFT con procesado convencional Espectro FFT con procesado Peakvue™ tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Utilizar un acelerómetro de alta frecuencia (hasta 10 KHz) en sus propias unidades (G's), siendo riguroso con la forma de sujeción, mejor con bases magnéticas planas que bipolares.
- Seleccionar una frecuencia máxima acorde al tipo de defecto.
- Seleccionar un filtro paso alto igual o mayor que la frecuencia máxima.

En resumen, Peakvue™ es una técnica exclusiva basada en el análisis de ondas de impacto, caracterizada por filtrar las bajas frecuencias para un óptimo aprovechamiento del rango dinámico del analizador, muestrear la señal analógica con gran velocidad e independientemente del rango de frecuencia de análisis, y retener el valor pico verdadero de los impactos, lo que permite obtener un espectro FFT que presenta las frecuencias de fallo de rodamientos

y engranajes muy nítidas, con sus valores de amplitud reales (en G's), y tanto para máquinas rápidas como lentas.

Figura 80. Espectro obtenido con la aplicación de Peakvue.



3.11. EMISIÓN ACÚSTICA (ACOUSTIC EMISSION AE).

La emisión acústica se puede describir como una onda de choque dentro de un material bajo un estado de esfuerzos. Esta onda de choque fuerza la superficie del material a moverse, y este movimiento es medido por un sensor sensible. La onda de choque u onda transiente elástica, se genera por una rápida liberación de energía desde una fuente local dentro del material. Las fuentes de emisión acústica (EA) comprenden diferentes mecanismos de deformación y fractura. La intensidad de la emisión acústica, llamada frecuentemente actividad de emisión acústica, depende del material y de las propiedades del mismo.

La técnica de emisión acústica fue desarrollada originalmente para ensayos no destructivos de estructuras estáticas, a través de los años esta aplicación se ha extendido al monitoreo de condición de maquinaria especialmente rodamientos. Esta técnica ofrece una ventaja estratégica la cual es la detección temprana de las fallas en los rodamientos, pero presenta algunas dificultades especialmente asociadas al procesamiento, interpretación, y clasificación de las señales adquiridas.

La emisión acústica (AE) es definida como ondas elásticas transientes generadas a partir de una rápida liberación de energía de esfuerzo causado por una deformación o daño interno o en la superficie del material. En la aplicación a monitoreo de condición de maquinaria rotativa, la AE es definida como ondas elásticas transientes generadas por la interacción de dos medios en un movimiento relativo. Las fuentes de AE en maquinaria rotativa incluyen impactos, fatiga cíclica, fricción, turbulencia, pérdida de material, cavitación, fugas, etc.

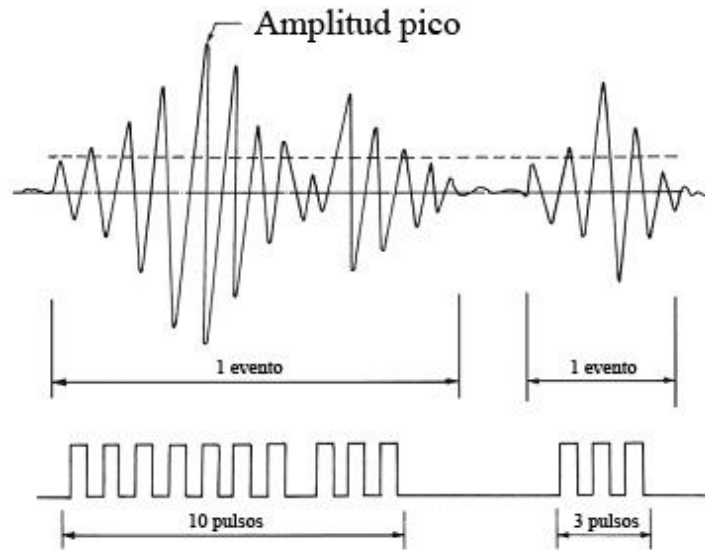
3.11.1. Procesado de la señal. La instrumentación necesaria para un proceso de medición de emisión acústica, consisten en un transductor piezoeléctrico, un preamplificador, y una unidad de procesamiento de señal. El transductor el cual tiene una muy alta frecuencia natural 32 KHz, posee una respuesta resonante. El ancho de banda de la señal de EA también puede ser controlado con el uso de diferentes juegos de filtros en el preamplificador. Las mediciones posibles con esta técnica son:

- El conteo de pulsos.
- La amplitud pico.

Estas mediciones se muestran en una señal típica de emisión acústica en la *figura 80* El conteo de pulsos incluye el conteo de veces que la amplitud excede un voltaje preestablecido (nivel base), en un tiempo dado, y dando un número simple de características de la señal. Un evento esta conformado por un número de picos que representan la onda transiente. La ventaja del

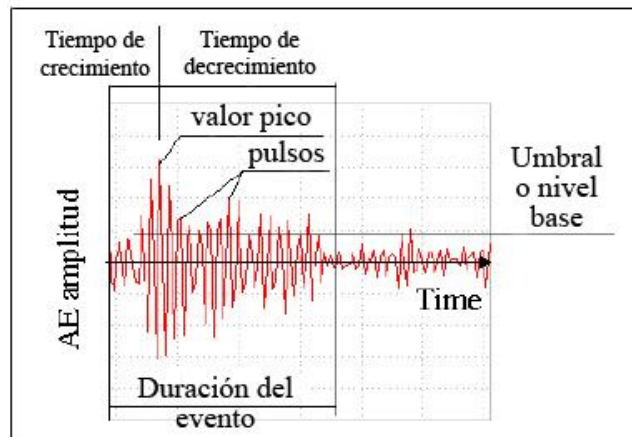
monitoreo de la señal de emisión acústica, sobre el monitoreo de vibraciones, es que la primera puede detectar el crecimiento de grietas subsuperficiales, mientras que la segunda solo puede detectar los defectos cuando estos aparecen en la superficie.

Figura 81. Señal típica evento –pulso, de emisión acústica.



De la señal de emisión acústica se pueden extraer diferentes parámetros. La forma de onda de la señal depende de las características de la fuente, del recorrido de la señal desde la fuente hasta el sensor, de las características del sensor y el sistema de medición. Los parámetros que se pueden extraer son dependientes del tipo de señal. De una señal de tipo explosiva, se pueden extraer la duración en el tiempo de un evento, el conteo de pulsos, la energía del evento, la amplitud de la señal y la amplitud pico, el tiempo de crecimiento de la señal, y el tiempo de decrecimiento de la señal.

Figura 82. Parámetros característicos obtenidos de la señal de emisión acústica.



Si la señal de emisión acústica examinada es larga y contiene bastantes picos, una forma de caracterizar la señal es calcular valores estadísticos de la señal. Estos valores expresan si la señal presenta muchos picos o no. Los valores estadísticos típicos son la desviación estándar de la señal, el valor Kurtosis de la señal, la variancia, el valor pico – pico, y el valor RMS que describe el valor energético de la señal. Otra manera de caracterizar la señal es el conteo de pulsos por unidad de tiempo; por ejemplo pulsos por segundo. El conteo de pulsos es mucho más adecuado para ambientes industriales.

3.11.2. Diagnostico de fallas en rodamientos por medio de emisión acústica. La formación de grietas subsuperficiales debidas al esfuerzo inducido por el contacto de rodadura entre los elementos rodantes y las pistas del rodamiento, y las partículas desprendidas a partir del desgaste del rodamiento, o aquellas que ingresan al rodamiento debido a fallas en el sistemas de sellado, generarán actividad de emisión acústica. Se ha establecido que las señales detectadas en el rango de medición de la técnica de emisión acústica, representan en su mayoría defectos en rodamientos sobre otros tipos de fallas como desbalanceo, desalineamiento, o cualquier otra resonancia estructural. Además las señales de emisión acústica se atenúan rápidamente al ser de alta frecuencia, por esta razón se puede asegurar que si la señal se capta lo más cerca posible del rodamiento esta señal contendrá en

su mayoría la información de alta frecuencia proveniente del rodamiento, y no de ningún otro componente de la maquina²¹.

Cuando un elementos rodante pasa sobre una falla en un rodamiento, este excita vibración, la cual puede ser medida con un sensor de vibración. La práctica común es medir el desplazamiento, velocidad, o aceleración de la vibración. La velocidad de vibración es el parámetro más independiente de la frecuencia de vibración en el rango de 10Hz a 2KHz. La velocidad de vibración describe muy bien la condición general de la maquinaria rotativa, por esta razón la medición de velocidad de vibración es el parámetro mas utilizado en el monitoreo de condición de maquinaria rotativa. A frecuencias más altas, la amplitud de desplazamiento, cae demasiado pero la aceleración de vibración crece hasta un nivel alto. Para maquinas rotando a alta velocidad con fallas en los rodamientos en etapas tempranas, la medición de aceleración es el indicador mas confiable.

El tipo de espectro que genera un rodamiento defectuoso, depende de la severidad de la falla. Se pueden presentar cuatro tipos básicos de espectros. Estos espectros contienen frecuencias randomicas ultrasonicas, la frecuencia natural de los componentes del rodamiento, las frecuencias de falla de los elementos del rodamiento, y algunas frecuencias provenientes de la modulación de algunas de estas frecuencias anteriores. Las frecuencias ultrasonicas aparecen típicamente en las etapas tempranas de la falla, y pueden crecer dramáticamente justo antes de la falla catastrófica. La frecuencia natural de los elementos del rodamiento es de gran importancia cuando se mide la amplitud de vibración utilizando técnicas de modulación.

La diferencia principal entre la emisión acústica y la vibración de baja frecuencia, es que para la vibración de baja frecuencia siempre se requiere de

²¹ Catlin Jr., J.B. The Use of ultrasonic diagnostic technique to detect rolling element bearing defects. *Proceeding of Machinery and Vibration Monitoring and Analysis Meeting*, Vibration Institute, USA, Abril 1983, 123-130.

un defecto en el rodamiento sobre el cual pase el elemento rodante y excite la vibración, pero la emisión acústica es excitada tan pronto se forma la grieta, además, en principio, la emisión acústica deberá indicar el daño en el rodamiento en etapas muy tempranas, aunque en la práctica esta situación no sea muy clara. Cuando un rodamiento se encuentra operando a lubricación no es perfecta en todo momento cuando el nivel de lubricante disminuye, o el lubricante pierde sus propiedades, se presenta contacto metal-metal, microfracturas, y micro deformaciones plásticas, que generan actividad de emisión acústica.

3.11.3. Técnica de medición de emisión acústica. La diferencia substancial en la medición de emisión acústica, comparada con las mediciones de más baja frecuencia, es el montaje del sensor. El monitoreo de emisión acústica no es direccional. La mayoría de fuentes de emisión acústica actúan como fuentes puntuales radiando energía en frentes esféricos, y por esta razón el sensor puede ser colocado en cualquier lugar de la vecindad de la fuente de emisión acústica, y este detectara claramente la señal. Esto contrasta, y le brinda una ventaja inmejorable al método, ya que en la mayoría de mediciones tradicionales de vibración la dirección del sensor tiene una fuerte influencia.

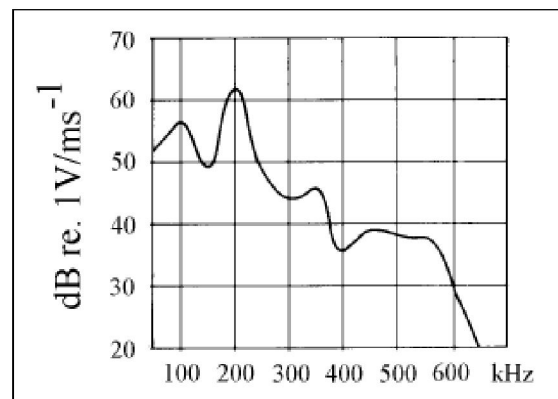
Aunque la medición de emisión acústica es no direccional, se debe tener en cuenta que cada superficie en el recorrido de la señal afecta su intensidad, por esta razón el sensor debe ser localizado lo mas cerca que se pueda de la fuente de emisión acústica, esperada, normalmente en la zona de carga del rodamiento. Además de estos es muy importante el uso de gras de contacto entre el sensor y la superficie.

Debido a que los niveles de voltaje en la medición de emisión acústica son muy bajos, se debe tener mucho cuidado midiendo para evitar cualquier interferencia en la señal proveniente del ambiente en la medición. Interferencias eléctricas fuertes pueden ser causadas por campos magnéticos, corrientes de eddy, inversores de marcha de motores eléctricos, y lámparas

fluorescentes. También existe el ruido de fondo el cual no es más que emisiones acústicas provenientes de por ejemplo: contenedores a presión, soldadura, ruido hidráulico y mecánico, estas también pueden interferir en las mediciones de emisión acústica. Todas estas interferencias pueden afectar la señal medida y los resultados. Estas interferencias pueden llegar a ser especialmente dañinas cuando la velocidad de rotación del rodamiento es baja y cuando el nivel de emisión es bajo.

El ancho de banda de frecuencia en las mediciones de emisión acústica está en el rango de 100kHz a 1GHz. El sensor es de tipo piezoeléctrico generalmente. La diferencia entre un acelerómetro normal y uno para medición de emisión acústica es que el de emisión acústica no tiene una masa acoplada al cristal piezo eléctrico. La respuesta en frecuencia del sensor de emisión acústica es marcadamente no lineal, y además la visualización de espectro en el caso de emisión acústica no es recomendable. En la *figura 82* Se muestra una gráfica de respuesta característica en frecuencia de un sensor de emisión acústica. La forma normal de hacer la medición es usar un filtro pasa banda cuya frecuencia central es la frecuencia de resonancia del sensor.

Figura 83. Respuesta típica en frecuencia de un transductor de EA (B&K²² modelo 8313).



²² B&K Brüel & Kjær; Empresa danesa dedicada al desarrollo de tecnología para mantenimiento predictivo y monitoreo de condición.

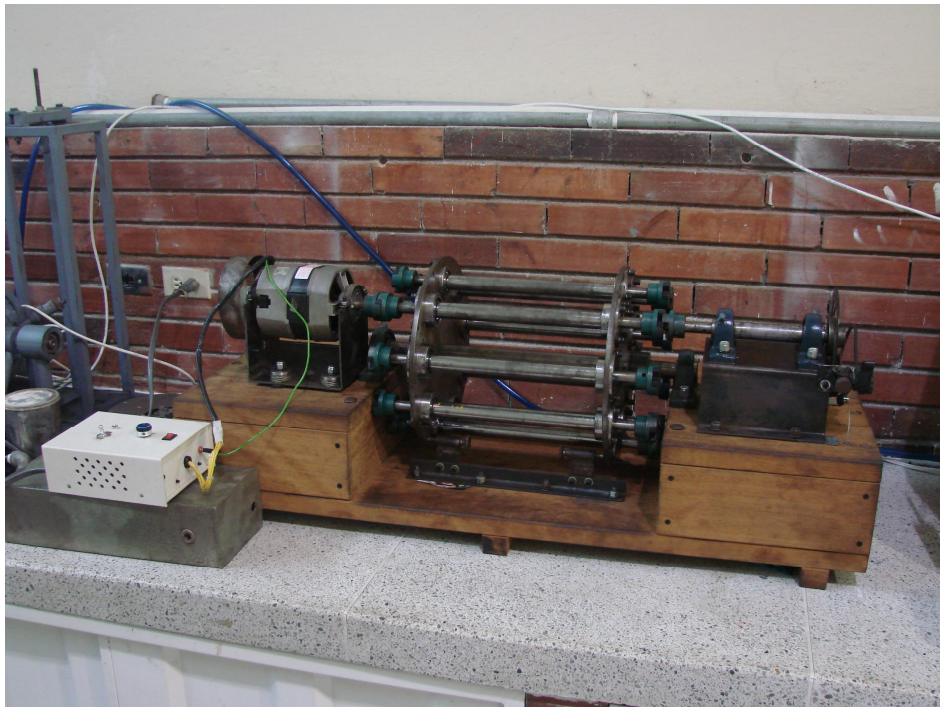
4. DISEÑO DEL BANCO EXPERIMENTAL

El diseño de este banco se realizó, con el fin de permitir al estudiante analizar diferentes estados de deterioro en rodamientos, por medio del análisis de vibraciones. Junto con el banco experimental se diseñó una práctica de laboratorio que permitirá al estudiante verificar el planteamiento teórico con el desarrollo práctico, identificando en el espectro de vibración las diferentes frecuencias de falla de cada uno de los elementos del rodamiento como son la pista interna, pista externa, elementos rodantes, y canastilla, que pueden ser calculadas teóricamente.

4.1 DESCRIPCIÓN GENERAL DEL BANCO.

El banco está compuesto por tres sistemas: el sistema mecánico, el sistema de medición y un sistema de análisis.

Figura 84. Banco experimental.



El sistema mecánico: está constituido por un motor de velocidad variable, acoplado a un eje intercambiable en prueba simplemente apoyado con dos rodamientos del mismo tipo, este eje a su vez trasmite la potencia a un subsistema simulador de carga acoplado al otro extremo, este subsistema es un freno de disco que aplica un torque constante al prototipo, simulando el trabajo realizado por la máquina. En la parte central del montaje cuenta con un sistema rotativo que permite el intercambio de diferentes ejes, con diferentes tipos de rodamientos nueve en total, para realizar las diferentes pruebas.

Tabla 29. Tipos de rodamientos para las prácticas.

| EJE | TIPO DE RODAMIENTOS (2) | CONDICIÓN |
|------------|--|------------------|
| 1 | Rígido de bola (FAG 6204) | Buena |
| 2 | Rígido de bola (FAG 6204) | Media |
| 3 | Rígido de bola (FAG 6204) | Mala |
| 4 | De bolas de contacto angular 1 hilera (FAG 7204) | Buena |
| 5 | De bolas de contacto angular 1 hilera (FAG 7204) | Media |
| 6 | De bolas de contacto angular 1 hilera (FAG 7204) | Mala |
| 7 | De bolas de contacto angula 2 hileras (SKN 3204) | Buena |
| 8 | De bolas de contacto angula 2 hileras (SKN 3204) | Media |
| 9 | De bolas de contacto angula 2 hileras (SKN 3204) | Mala |

El sistema permite desacoplar tanto el motor como el sistema de simulación de carga, para poder cambiar el eje en prueba.

Sistema de medición: para el desarrollo de la prueba es necesario la medición de la velocidad de giro, y la amplitud de vibración, para estas mediciones se utilizó el siguiente equipo:

1. Analizador de vibraciones
2. Foto tacómetro
3. Acelerómetro

Para la medición de velocidad de giro como de amplitud de vibración se conectaron los sensores foto tacómetro y acelerómetro al analizador de vibraciones el cual permite visualizar los datos y también almacenarlos para la etapa de análisis.

4.1.1. Analizador de vibraciones. El banco fue diseñado para ser utilizado con un analizador de vibraciones marca CSI²³ modelo 2117 del inventario del laboratorio de vibraciones mecánicas, con las siguientes especificaciones técnicas:

- Dimensiones físicas (figura 85)
 - Alto: 27 cm.
 - Ancho: 17 cm.
 - Profundidad: 4 cm.
 - Peso: 2,5 Kg.
- Límites ambientales:
 - Rango de temperatura: -10 °C a 50 °C
 - Humedad relativa: 0 a 95% sin condensado.
- Suministro de poder
 - Batería: recargable de 7,2 V
 - Capacidad: 1200 mA-h
 - Tiempo de recarga: 14 a 16 horas
- Tiempo de operación: 10 horas con uso normal de ruta con carga completa
- Tamaño de la pantalla: 6,35 cm. X 12 cm.

²³ CSI Computer Systems Incorporated, empresa estadounidense dedicada al desarrollo de aplicaciones de monitoreo de maquinaria, y mantenimiento predictivo; actualmente forma parte de EMERSON Process Management.

Figura 85. Analizador de vibraciones CSI.



4.1.2. Foto - tacómetro. Foto tacómetro infrarrojo marca CSI modelo 404 (figura86).

- Suministro de poder: 12 V DC.
- Suministro de corriente: menos de 25 mA.
- Alimentado directamente por el analizador.

Accesorios:

- Base magnética CSI modelo 904
- Cinta reflectiva CSI modelo 403
- Extensión de poder: CSI 404 C- 10

Figura 86. Foto tacómetro infrarrojo CSI 404.



4.1.3. Acelerómetro. Un acelerómetro piezoeléctrico marca CSI modelo 350 (figura. 87) se encarga de adquirir la señal de vibración para ser llevada al analizador de vibraciones.

- Sensitividad 0.01
- Unidades estándar.

Figura 87. Acelerómetro CSI 350.

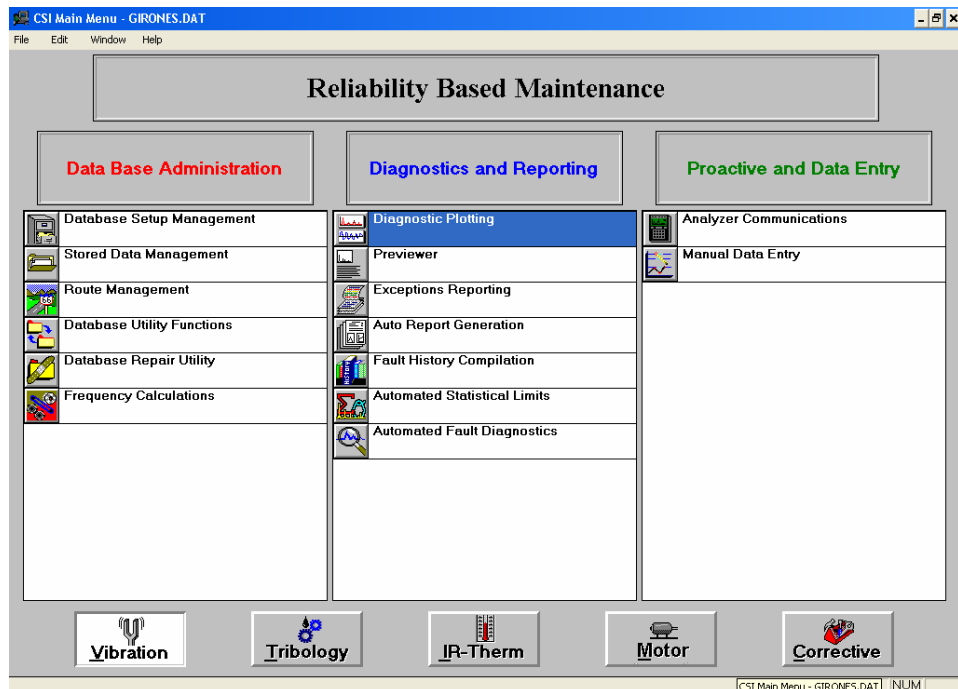


4.1.4. Sistema de análisis. Para el análisis de los datos se utilizó el software proveído por el fabricante del analizador de vibraciones CSI, MASTER TREND,

en un computador personal el sistema permite la conexión con el analizador por medio de un puerto serial.

En el programa se elaboró una base de datos con la información del prototipo, la cual al ser cargada en el analizador permite almacenar espectro y ondas de tiempo para su posterior análisis, aparte de contar con extensas librerías con frecuencias de falla para rodamientos de diferentes fabricantes.

Figura 88. Software de análisis Master Trend.



4.2 DISEÑO DEL SISTEMA MECÁNICO.

Este banco experimental fue diseñado de manera tal que permita el intercambio rápido de los ejes en prueba, desacoplando el lado de potencia como el lado de proceso.

4.2.1. Simulación de carga. El prototipo diseñado para la experimentación tiene como propósito simular una maquina real, cumpliendo un trabajo, para esto se diseñó el sistema con una sección encargada de simular este trabajo, pero sin agregar ningún otro tipo de falla al sistema como por ejemplo

desbalanceo, desalineamiento, o paso de engranajes, por esta razón se decidió utilizar un freno de disco que aplicara un torque constante al sistema sin inducir cargas radiales al sistema.

4.2.2. Análisis dinámico. El torque es aplicado por medio de un freno de disco, ubicado en la sección de simulación de carga, este freno se encarga de proveer un torque constante aplicado sobre el sistema para simular el trabajo realizado por una máquina real. Se utilizó un freno de disco y se propuso un torque de 5N-m, el cual se puede verificar al realizar el análisis dinámico donde se obtiene la potencia requerida para operar el sistema, y la posterior selección del motor.

En la sección de simulación de carga se aplica un torque constante de aproximadamente 5N-m que tiene como propósito simular el trabajo realizado por la máquina.

Además el motor debe mover los elementos del conjunto rotativo que son eje en prueba, los dos acople, el eje del sistema de simulación de carga y el disco del freno, para todos estos se enlistan sus inercias a continuación. (Tabla 30) El cálculo de las inercias se realizo a partir del modelado CAD en Solidworks, y todas las piezas incluidas en este análisis fueron construidas o seleccionadas en acero con densidad: 0.00785 Kg./ m³

Para obtener el valor de la aceleración angular suponemos un tiempo de 5s, para que el motor alcance su velocidad de régimen que es de 1800 rpm, este es el valor máximo de velocidad que alcanzara el banco.

$$\omega = 1800 \text{ rpm} \times 2\pi \frac{\text{rad}}{\text{rev}} \times \frac{1}{60} \frac{\text{min}}{\text{s}} = 188,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

$$\alpha = \frac{\omega}{t} = \frac{188,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}}}{5\text{s}} = 37,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

Tabla 30. Momentos de inercia de los elementos rotativos.

| Elemento o pieza | Momento de inercia [Kg*m ²] | Momento de inercia en [Kg*cm ²] |
|------------------|---|---|
|------------------|---|---|

| | | |
|-----------------|-------------|---------|
| Eje en prueba | 0.000101710 | 1,01710 |
| Eje freno | 0,000048997 | 0,48997 |
| Acople flexible | 0,000241033 | 2,41033 |
| Disco del freno | 0,000094058 | 0,94058 |

Datos obtenidos a partir del modelamiento CAD en Solidwork

Para calcular el torque en la condición dinámica de arrancada se tiene:

$$\sum T = I \alpha$$

$$I = I_{eje} + I_{ejefreno} + 2I_{acople} + I_{disco}$$

$$I = 1,01710 + 0,48997 + 2 \times (2,41033) + 0,94058 = 7,26831 \text{ Kg} - \text{cm}^2$$

$$\sum T = T_m - T_f$$

$$T_m = I \alpha + T_f$$

$$T_m = (7,26831 \times 10^{-4} \text{ Kg} - \text{cm}^2) (37,7 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}) + 5 \text{ N} - \text{m}$$

$$T_m = 5,027 \text{ N} - \text{m}$$

T_m = torque del motor.

T_f = torque del freno.

Para cuando se alcanza la velocidad de régimen se tiene:

$$\sum T = 0 \therefore T_m = T_f$$

De esta forma se tiene que la potencia para esta situación es:

$$Pot = 1,34 \times T_m [N - m] \times \omega \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]$$

$$Pot = (1,34 \times 10^{-3}) \times 5,0274 \text{ N} - \text{m} \times 188,5 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 1,27 \text{ Hp}$$

Para la selección del motor tomamos la condición dinámica en la arrancada, y con esta potencia queda cubierta la demanda durante la velocidad de régimen.

Esta es la potencia máxima y es requerida durante el arranque mientras el motor alcanza la velocidad de régimen, este cálculo se realizó para la velocidad más grande, pero como el motor maneja velocidad variable, se podrá ajustar a cualquier valor por debajo de esta sin ningún problema ya que la potencia fue calculada para la condición mas critica.

4.2.3. Motor. El motor seleccionado para este banco es un motor de escobillas, de velocidad variable, controlado por un modulo electrónico, marca General Electric, con potencia de 2 HP que se puede conectar a 110 V.

Figura 89. Motor de velocidad variable.



4.2.4. Discos de soporte. Estas dos piezas, son las encargadas de soportar el peso de todos los ejes, los rodamientos y portarodamientos; a la vez que permite la intercambiabilidad del sistema, permitiendo al desacoplar el motor y el freno cambiar de juego de rodamientos para realizar la prueba de análisis de vibraciones.

Figura 90. Discos de soporte.



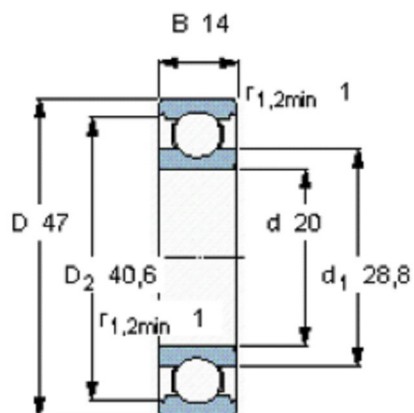
El diseño de esta pieza se realizó para soportar nueve portarodamientos con sus respectivos rodamientos espaciados equidistantemente en toda la circunferencia, se fabricaron en placa de acero AISI 1045 de ¼" de espesor.

4.2.5. Rodamientos y portarodamientos. Los rodamientos para el proyecto fueron escogidos por su uso frecuente en la industria y en un tamaño manejable que permitiera realizar la prueba con nueve parejas de rodamientos, permitiendo una amplia gama de posibilidades para la visualización de los espectros de rodamientos defectuosos. Los rodamientos seleccionados sus dimensiones y características son:

Figura 91. Rodamiento rígido de bolas 6204.

| DIMENSIONES (mm) | | | | RANGO DE CARGA BÁSICA(KN) | | VELOCIDADES LIMITE(RPM) | | MASA (KG) | NUMERO DE RODAMIENTO |
|------------------|----|----|-----------|---------------------------|------|-------------------------|--------|-------------------|----------------------|
| d | D | B | rs Mínimo | Cr | Cor | Grasa | Aceite | (Aproximadamente) | |
| 20 | 47 | 14 | 1 | 12.8 | 6.65 | 16,000 | 18,000 | 0.106 | 6204 |

Figura 92. Rodamiento de bolas de contacto angular 7204.



| DIMENSIONES DEL LIMITE (mm) | | | | | RANGO DE CARGA BÁSICA(KN) | | VELOCIDADES LIMITE(RPM) | | MASA (KG) | NUMERO DE RODAMIENTO |
|-----------------------------|----|----|--------|---------|---------------------------|------|-------------------------|--------|-----------|----------------------|
| d | D | B | RS MÍN | R1S MÍN | Cr | Cor | GRASA | ACEITE | (APROX) | |
| 20 | 47 | 14 | 1 | 0.6 | 14.5 | 8.40 | 17,000 | 23,000 | 0.1 | 7204 |

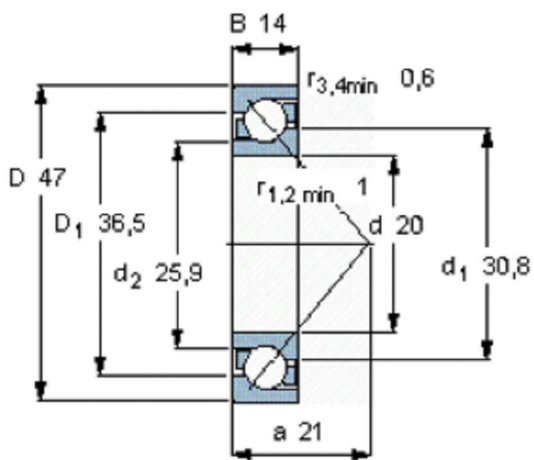
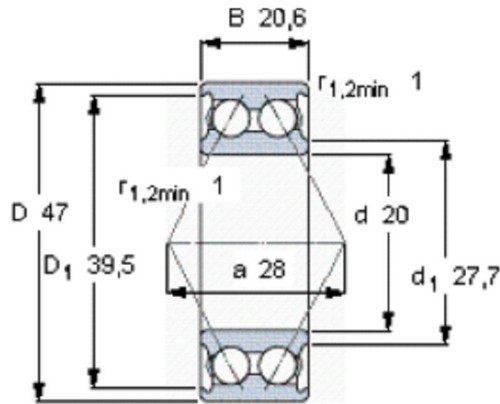


Figura 93. Rodamiento de bolas de contacto angular de dos hileras.

| DIMENSIONES DEL LIMITE (mm) | | | | | RANGO DE CARGA BÁSICA(KN) | | VELOCIDADES LIMITE(RPM) | | MASA (KG) | NUMERO DE RODAMIENTO |
|-----------------------------|----|------|-----------|------------|---------------------------|-----|-------------------------|--------|-------------------|----------------------|
| d | D | B | rs Mínimo | r1s Mínimo | Cr | Cor | Grasa | Aceite | (Aproximadamente) | |
| 20 | 47 | 20.6 | 1 | 0.6 | 20 | 12 | 14,000 | 17,000 | 0.16 | 3204 |



A partir de los datos geométricos para cada rodamiento se dimensionaron sus respectivos portarodamientos, que permiten el anclaje de los mismos en los discos de soporte, estos proporcionan el alojamiento para los rodamientos.

Figura 94. Portarodamiento de 1 hilera.



Los portarodamientos se acoplan a los discos de soporte por medio de cuatro tornillos de $\frac{1}{4}$ " espaciados cada uno 90° .

En vista del uso de rodamientos de dos hileras los cuales tienen un ancho mayor fue necesario diseñar los portarodamientos para estos con la misma forma pero la cota del ancho del rodamiento ajustada al ancho del mismo, como se muestra en la figura 95.

Figura 95. Portarodamiento de 2 hileras.



4.2.6. Ejes. Para el banco experimental fue necesario el diseño de los siguientes tipos de ejes:

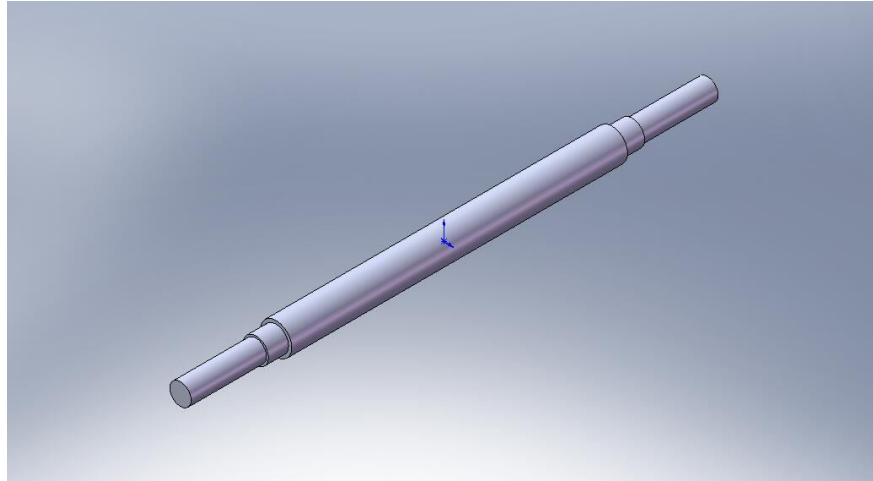
- 9 ejes soportados en los rodamientos para la práctica.
- 1 eje para el freno que se encarga de simular el trabajo realizado por la máquina.
- 1 eje central que se encarga de sostener todos los ejes para las prácticas y permite la intercambiabilidad del sistema, (diseño estático, como una viga).

4.2.6.1. Ejes para la práctica. Para el diseño de los ejes de prueba se partió del requerimiento de diámetro en los alojamientos de los rodamientos, seleccionados para las pruebas, con esta base se determinó la geometría de los ejes en acero SAE AISI 1045, luego de lo cual se procedió a verificar su factor de seguridad, comprobando los diámetros propuestos.

Se diseñaron dos formas de ejes para las pruebas seis para rodamientos de una hilera y otros tres para rodamientos de dos hileras, pero la única diferencia es el largo del espacio para el rodamiento, ajustado al ancho de cada tipo de rodamiento, para los rodamientos de una hilera, cuyo ancho es de 14 mm, esta cota quedó de 16 mm; mientras que para los rodamientos de dos hileras, cuyo ancho es de 20,6 mm, esta cota quedó de 22mm.

El análisis que se presenta a continuación corresponde al eje mas critico de los dos, para este caso el eje para rodamientos de dos hileras.

Figura 96. Eje pruebas.



Densidad en peso del acero AISI 1045= 77 KN/m³

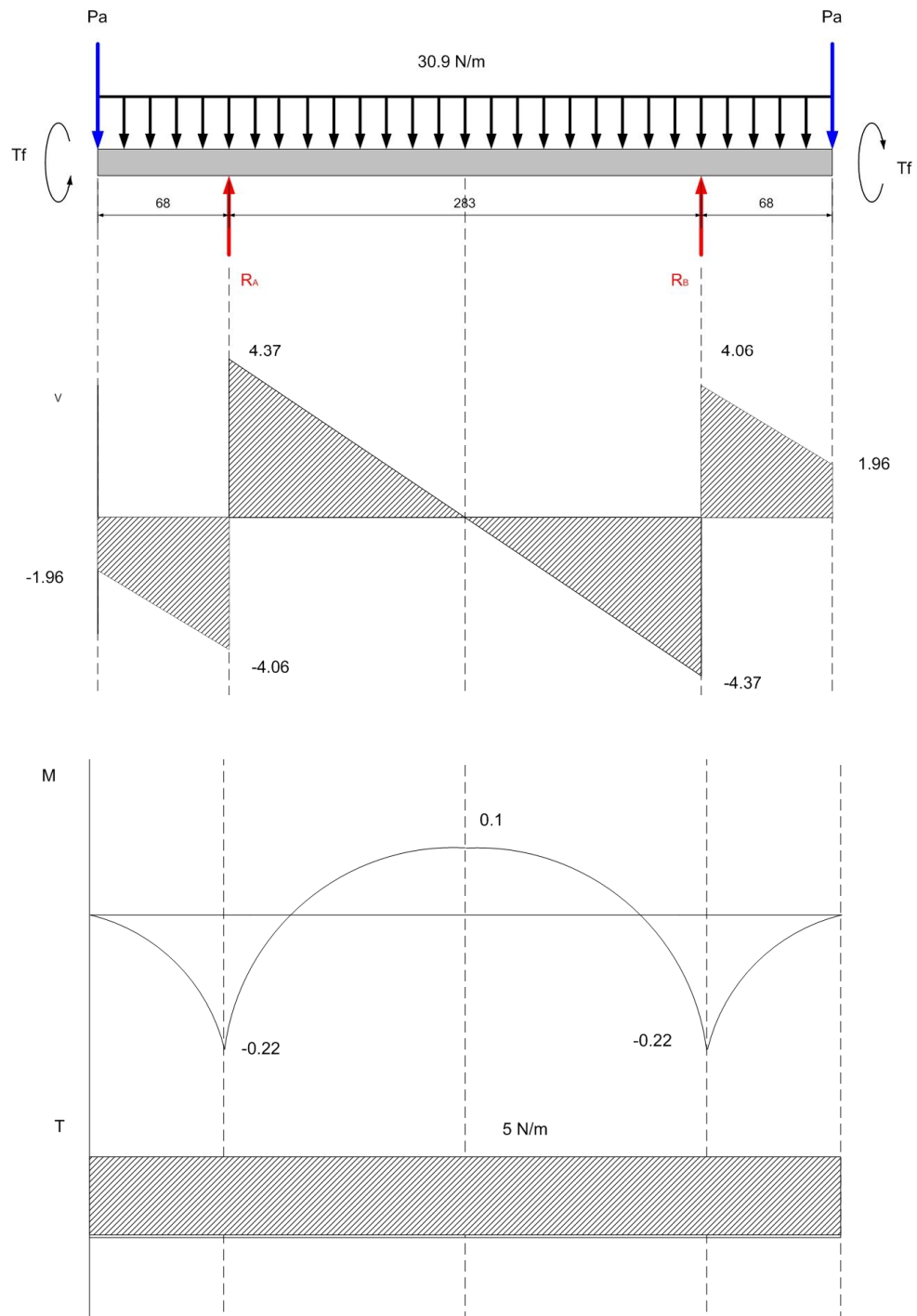
Masa del eje = 1322g (SolidWorks)

Peso= 12.95 N

$$\text{Carga distribuida} = \Omega = \frac{\text{Peso}}{\text{Longitud}} = \frac{12.95N}{0.419m} = 30.9 \text{ N/m}$$

Peso del acople = Pa = 200g = 1.96N.

Figura 97. Diagramas de cortante y momentos del eje pruebas.



Análisis estático. Dado que las cargas que actúan sobre el eje son todos pesos de los componentes, solo se realizó el análisis en el plano xy.

Según la fig.97, hacemos sumatoria de fuerzas en y, luego sumatoria de momentos en el punto A para así obtener las reacciones R_A y R_B que actúan sobre los rodamientos.

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$-Pa + R_A + \Omega(0.419) + R_B - Pa = 0$$

$$-2Pa + R_A + R_B - 0.419\Omega = 0$$

$$R_A + R_B = 2P_a + 0.419\Omega$$

$$R_A + R_B = 2(1.96) + 0.419(30.9) = 16.87N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$Pa(0.068) - [\Omega(0.419)(0.141)] + R_B(0.283) - Pa(0.351) = 0$$

$$(1.96)(0.068) - [(30.9)(0.419)(0.141)] + R_B(0.283) - Pa(0.351) = 0$$

$$0.133 - 1.825 + R_B(0.283) - 0.69 = 0$$

$$R_B = 8.43N$$

$$R_A = 16.87 - R_B$$

$$R_A = 16.87 - 8.43 = 8.43$$

$$R_A = 8.43N$$

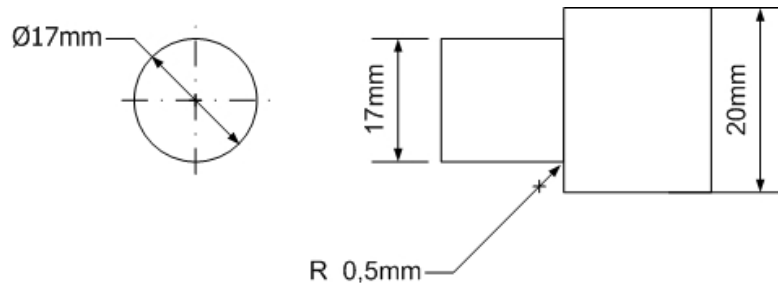
$$\sum T_x = 0$$

$$T = T = 5N - m$$

Punto crítico: A partir de la fig. 97, obtenemos el punto donde el momento es máximo.

$$V = 4.37 N$$

$$M = 0.22 N\cdot m$$



De la geometría de los rodamientos se pre dimensionaron los ejes tomando estas dimensiones como supuestas, comprobaremos un factor de seguridad (N), superior a 2 (según libro de diseño factor de seguridad recomendado).

$d=17\text{mm}$ $D=20\text{mm}$ $R=0,5\text{mm}$

$$\frac{r}{d} = 0,029$$

$$\frac{D}{d} = 1,18$$

Con los datos del punto crítico se calcula el esfuerzo normal máximo y el esfuerzo cortante máximo en el punto.

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32(0.22)}{\pi(0.017)^3} = 45616.75\text{Pa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16(5)}{\pi(0.017)^3} = 5183144.9\text{Pa}$$

Análisis a fatiga

Nomenclatura

N = Factor de seguridad

σ_m = Esfuerzo medio por tracción y/o flexión en cargas dinámicas

σ_a = Esfuerzo alterno por tracción y/o flexión en cargas dinámicas

τ_a = Esfuerzo alterno por torsión y/o cortante en cargas dinámicas

τ_m = Esfuerzo medio por torsión y/o cortante en cargas dinámicas

K_f = Factor de concentración de esfuerzos de tracción y/o flexión en fatiga

K_{fs} = Factor de concentración de esfuerzos de torsión y/o cortante en fatiga

S_u = Resistencia a la tracción

S_y = Resistencia punto cedente

S_n = Resistencia o límite de durabilidad o fatiga para especímenes afectados por todos los factores excepto el K_f

C_L = factor de carga

C_d = factor de tamaño

C_s = factor de acabado superficial en la zona crítica

C_c = factor de confiabilidad

Propiedades mecánicas Acero SAE AISI 1045. Ver anexo 11.

$$S_u = 620 \text{ MPa}$$

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

$$S_n = 0.5S_u = 310 \text{ MPa}$$

El eje se diseña para vida infinita según el criterio de Misses Goodman para el factor de seguridad.

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{K_f \sigma_a}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_u} + \frac{K_{fs} \tau_a}{S_n} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$S_n = C_L * C_d * C_s * C_c * S_n'$$

Factores obtenidos del libro Elementos de maquinas de Bernard J. Hamrock

$$C_L = 1$$

$$C_d = 1.189 d^{-0.112} = 0.86 \quad \text{donde } 8\text{mm} < d < 250\text{mm}$$

$$C_s = 0.76 \text{ maquinado}$$

$$C_c = 0.814 \quad \text{confiabilidad 99\%}$$

Conociendo estos factores se calcula S_n

$$S_n = 1 * 0.86 * 0.76 * 0.814 * 310 \text{ MPa} = 151.9 \text{ MPa}$$

Con los esfuerzos máximos calculamos los esfuerzos alternativos y medios:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{45616.75 \text{ MPa}}{2} = 22808.37 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = 0$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{xy}}{2} = \frac{5183144.9}{2} = 2591572.45 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\min} = 0$$

Cálculo de los factores K_f y K_{fs}

Factor q según el libro Elementos de maquinas de Bernard J. Hamrock; figura (a), anexo 12.

Factor K_t según el libro Elementos de maquinas de Bernard J. Hamrock; figura (b), anexo 13. Reemplazando q_s y k_t en la formula se obtiene:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)C_s$$

$$q = 0.63$$

$$K_t = 2,25$$

$$K_f = 1 + (0.63)(2,25 - 1)(0.76) = 1,6$$

Reemplazando q_s y k_t en la formula se obtiene:

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)C_s$$

$$q_s = 0,7$$

$$K_{ts} = 1,8$$

$$K_{fs} = 1 + (0.7)(1.8 - 1)(0.76) = 1.43$$

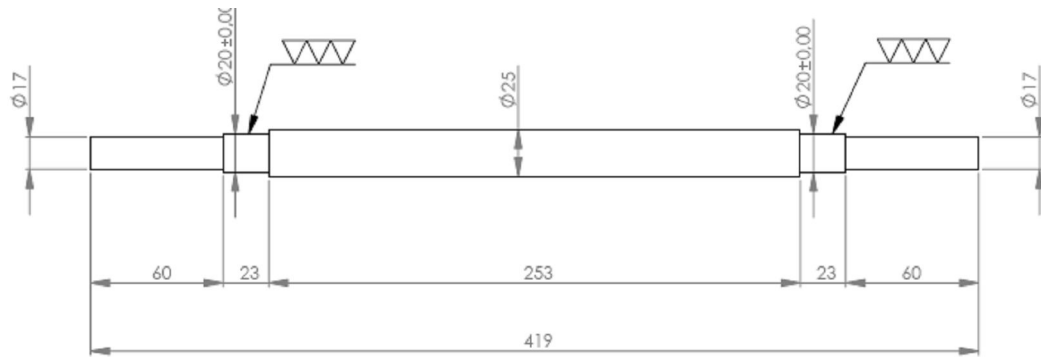
Reemplazamos todo en la ecuación de criterio de Misses Goodman para el factor de seguridad:

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{228058.37}{620 \times 10^6} + \frac{1.6(228058.37)}{151.9 \times 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{2591572.45}{620 \times 10^6} + \frac{1.43(2591572.45)}{151.9 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 23.38 \geq 2$$

El factor de seguridad calculado es mucho mayor que el requerido lo que quiere decir que la sección con los diámetros supuestos resistirán a la fatiga; comprobando este factor de seguridad, las dimensiones finales del eje son las que se muestran en la figura.98.

Figura 98. Dimensiones ejes para la prueba.



4.2.6.2. Eje freno. Este es el eje que permite acoplar el eje con los rodamientos de la prueba al freno que simula el trabajo realizado por la máquina, este eje se apoya sobre chumaceras, y se fabrica en acero SAE AISI 1045 calibrado.

Figura 99. Eje freno.

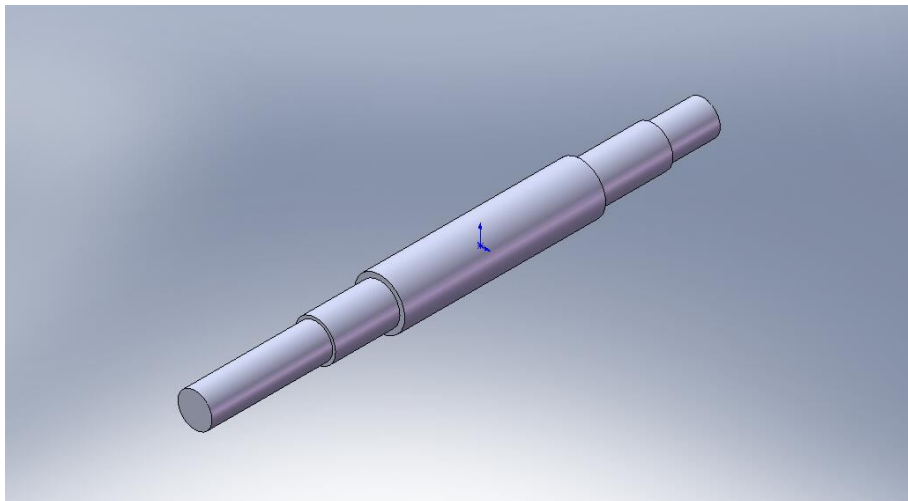
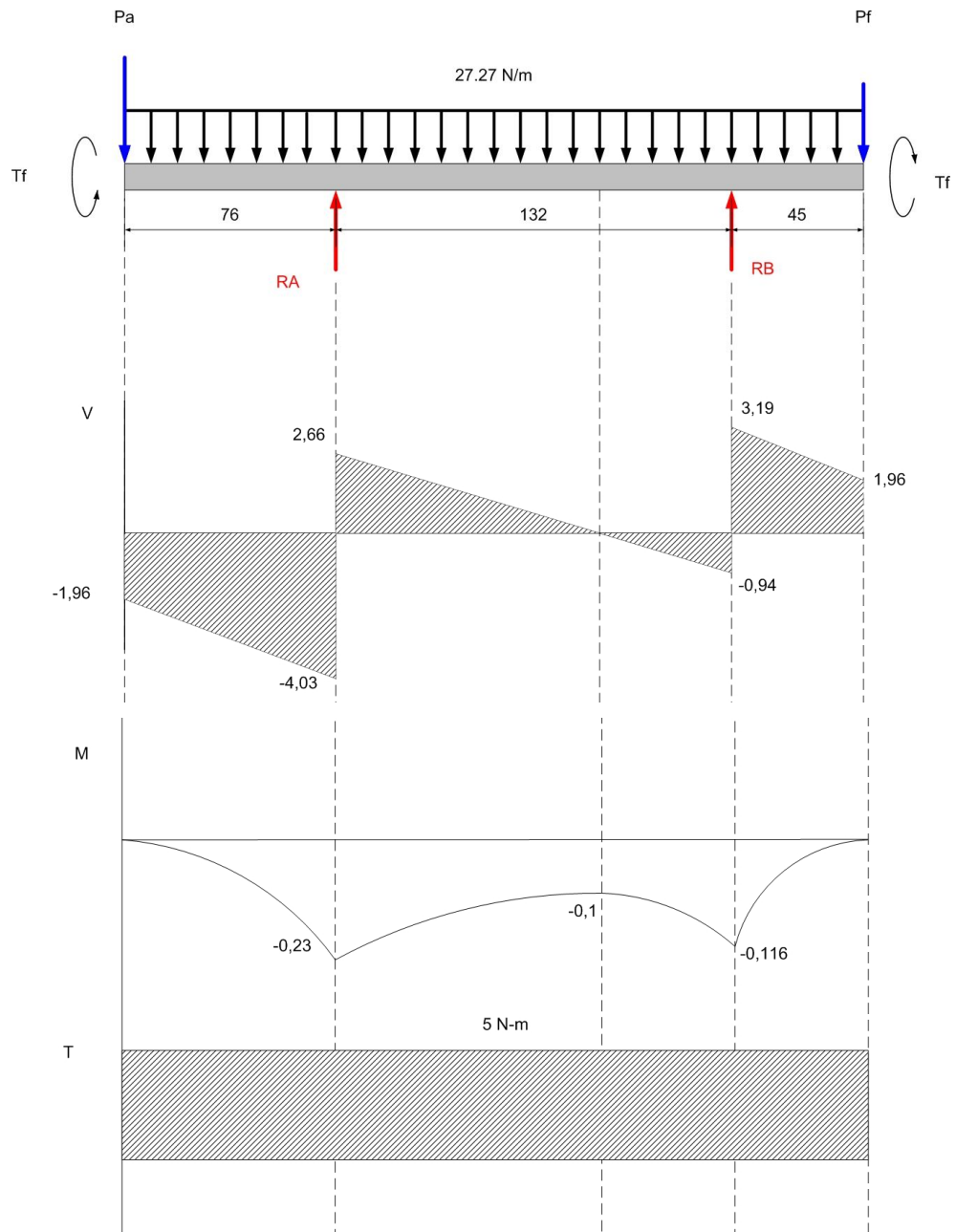


Figura 100. Diagramas de cortante y momentos para el eje del freno.



Densidad en peso del acero AISI 1045= 77 KN/m³

Masa del eje = 704.48g

Peso= 6.9 N

$$\text{Carga distribuida} = \Omega = \frac{\text{Peso}}{\text{Longitud}} = \frac{6.9 \text{ N}}{0.253 \text{ m}} = 27.27 \text{ N/m}$$

Peso del acople = $P_a = 200\text{g} = 1.96\text{ N}$.

Peso del freno = $P_f = 200\text{g} = 1.96\text{ N}$

Análisis estático. Dado que las cargas que actúan sobre el eje son todos pesos de los componentes, solo se realizó el análisis en el plano xy. (Ver figura 100). hacemos la sumatoria de momentos en el punto A, para así obtener las reacciones R_A y R_B que actúan sobre los rodamientos.

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$-P_a + R_A + \Omega(0.253) + R_B - P_f = 0$$

$$R_A + R_B = P_a + P_f + 0.253\Omega$$

$$R_A + R_B = (1.96) + (1.96) + 0.253(27.27) = 10.82\text{ N}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$P_a(0.076) - [\Omega(0.253)(0.0505)] + R_B(0.132) - P_f(0.177) = 0$$

$$R_B(0.132) = -(1.96)(0.076) + (1.96)(0.177) - [(27.27)(0.253)(0.0505)]$$

$$R_B = 4.13\text{ N}$$

$$R_A = 10.82 - R_B$$

$$R_A = 10.82 - 4.13 = 6.69\text{ N}$$

$$R_A = 6.69\text{ N}$$

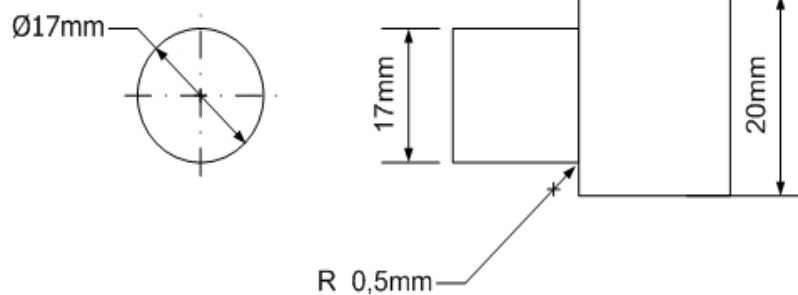
$$\sum T_x = 0$$

$$T = T = 5\text{ N} - m$$

Punto crítico: a partir de la fig. 100 obtenemos el punto donde el momento es máximo.

$$V = 4.03\text{ N}$$

$$M = 0.23\text{ N-m}$$



De la geometría de los rodamientos se pre dimensionaron los ejes tomando estas dimensiones como supuestas comprobaremos un factor de seguridad(N), superior a 2 (según libro de diseño factor de seguridad recomendado).

$$d=17\text{mm} \quad D=20\text{mm} \quad r=0,5\text{mm}$$

$$\frac{r}{d} = 0,029$$

$$\frac{D}{d} = 1,18$$

Con los datos del punto crítico se calcula es esfuerzo normal máximo y el esfuerzo cortante máximo en el punto.

$$\sigma_x = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32(0.23)}{\pi(0.017)^3} = 476849.33\text{Pa}$$

$$\tau_{xy} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{16(5)}{\pi(0.017)^3} = 5183144.9\text{Pa}$$

Análisis a fatiga

Propiedades mecánicas Acero SAE AISI 1045.

$$S_u = 620 \text{ MPa}$$

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

$$S_n' = 0.5S_u = 310 \text{ Mpa}$$

El eje se diseña para vida infinita según el criterio de Misses Goodman para el factor de seguridad.

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{Kf\sigma_a}{S_n} \right)^2 + \left(\frac{\tau_m}{S_u} + \frac{Kfs\tau_a}{S_n} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$S_n = C_L * C_d * C_s * C_c * S_n'$$

Factores obtenidos del libro Elementos de maquinas de Bernard J. Hamrock

$$C_L = 1$$

$$C_d = 1.189 d^{-0.112} = 0.86 \quad 8\text{mm} < d < 250\text{mm}$$

$$C_s = 0.76 \text{ maquinado}$$

$C_c = 0.814$ confiabilidad 99%

Con estos factores se calcula S_n

$$S_n = 1 * 0.86 * 0.76 * 0.814 * 310 \text{ Mpa} = 151.9 \text{ Mpa}$$

Con los esfuerzos máximos calculamos los esfuerzos alternativos y medios.

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{476849.33}{2} = 238424.665 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{\min} = 0$$

$$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{xy}}{2} = \frac{5183144.9}{2} = 2591572.45 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\min} = 0$$

Calculo de los factores k_f y k_{fs}

Factor q según el libro Elementos de maquinas de Bernard J. Hamrock.

Factor K_t según el libro Elementos de maquinas de Bernard J. Hamrock.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1)C_s$$

$$q = 0.63$$

$$K_t = 2.25$$

$$K_f = 1 + (0.63)(2.25 - 1)(0.76) = 1.6$$

Reemplazando q y k_f en la formula tenemos

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)C_s$$

$$q_s = 0.7$$

$$K_{ts} = 1.8$$

$$K_{fs} = 1 + (0.7)(1.8 - 1)(0.76) = 1.43$$

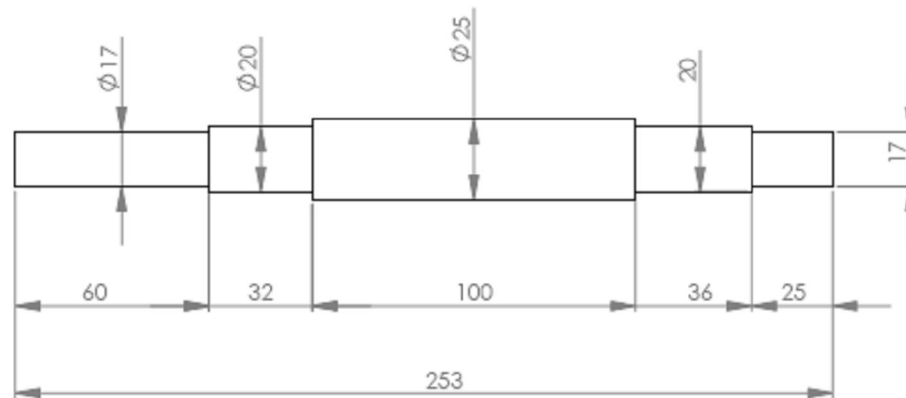
Reemplazamos todo en la ecuación de criterio según Misses Goodman para el factor de seguridad.

$$\frac{1}{N} = \left[\left(\frac{238424.665}{620 \times 10^6} + \frac{1.6(238424.665)}{151.9 \times 10^6} \right)^2 + 3 \left(\frac{2591572.45}{620 \times 10^6} + \frac{1.43(2591572.45)}{151.9 \times 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$N = 23.37 \geq 2$$

El factor de seguridad calculado es mayor que el requerido, lo cual quiere decir que resistirá a la fatiga, comprobamos las dimensiones finales del eje en la figura 101.

Figura 101. Dimensiones eje del freno.



4.2.6.3. Eje principal. Este eje soporta el peso de los ejes de prueba junto con los discos de soporte, los portarodamientos, y los rodamientos, y se apoya sobre chumaceras.

Tabla 31. Pesos de los elementos soportados por el eje principal.

| ELEMENTO | CANTIDAD | MASA UNITARIA [G] | PESO UNITARIO[N] | PESO TOTAL [N] |
|------------------------------|-----------------|--------------------------|-------------------------|-----------------------|
| Disco grande | 2 | 2300 | 22,54 | 45,08 |
| Portarodamiento 1 hilera | 12 | 210 | 2,058 | 24,696 |
| Portarodamiento 2 hilera | 6 | 236 | 2,3128 | 13,8768 |
| Eje roda 1 hilera | 6 | 1322 | 12,9556 | 77,7336 |
| Eje roda 2 hilera | 3 | 1303 | 12,7694 | 38,3082 |
| Cargas puntuales total | | | | 199,6946 |
| Carga puntual por cada disco | | | | 99,8473 |

Figura 102. Eje principal.

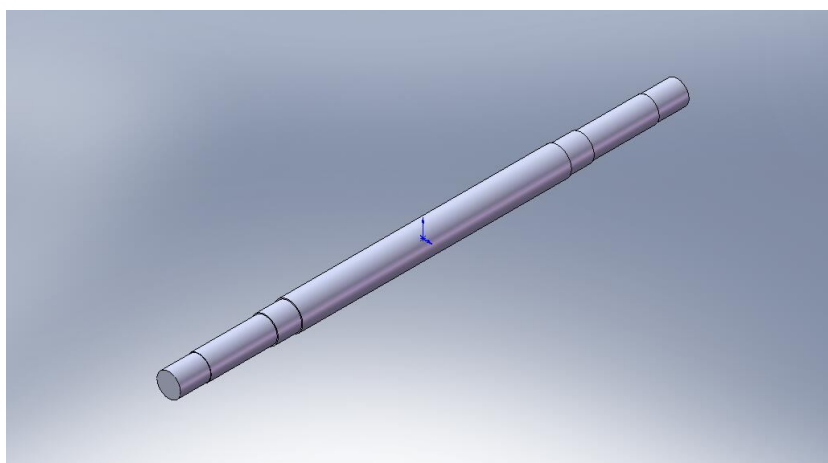
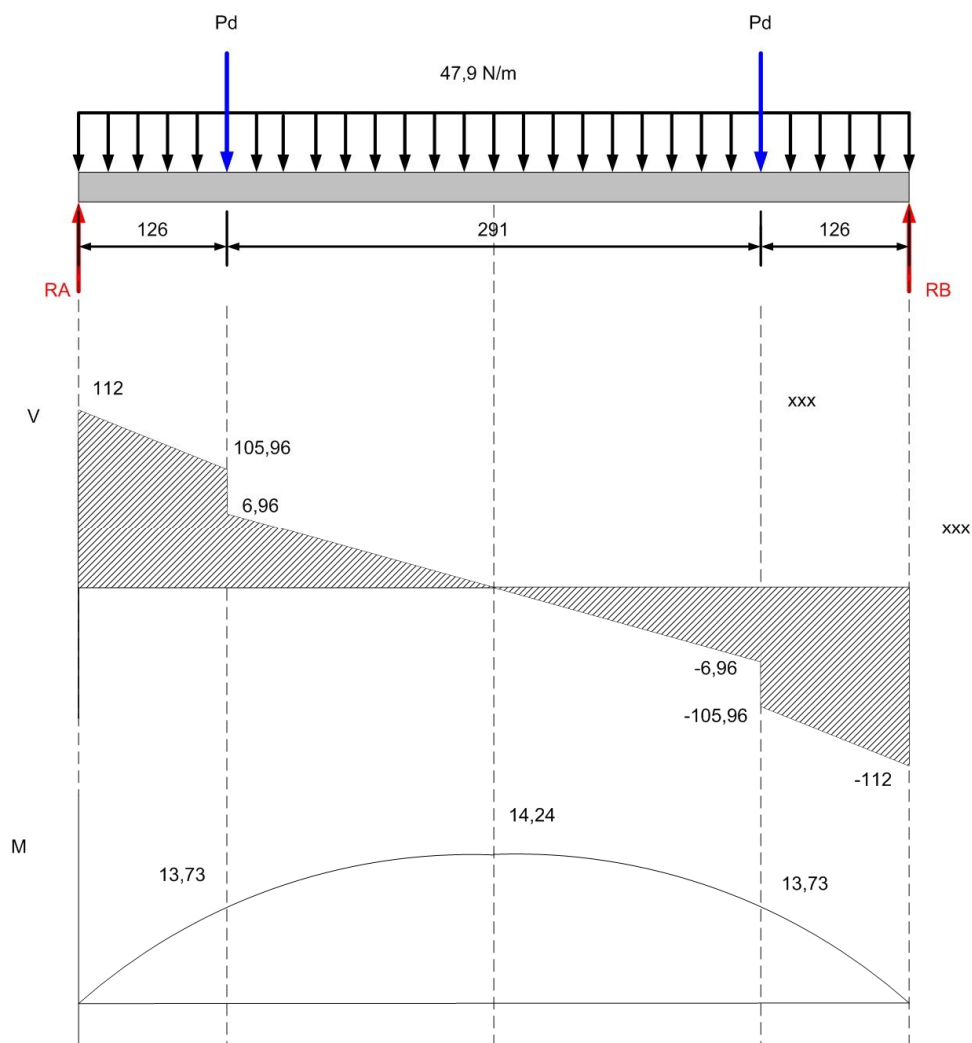


Figura 103. Diagramas de cortante y momentos para el eje principal.



Densidad en peso del acero AISI 1045= 77 KN/m³

Masa del eje = 2653.2g

Peso= 26 N

$$\text{Carga distribuida} = \Omega = \frac{\text{Peso}}{\text{Longitud}} = \frac{26\text{N}}{0.543\text{m}} = 47.9 \text{ N/m}$$

Peso de los discos y demás piezas = Pd = 99N.

Análisis estático.

Según la figura 103, hacemos la sumatoria de fuerzas en y, para los momentos, en el punto A, para así obtener las reacciones R_A y R_B que actúan sobre los rodamientos

$$\uparrow + \sum F_y = 0$$

$$R_A - Pd - \Omega(0.543) - Pd + R_B = 0$$

$$R_A + R_B = 2Pd + 0.543\Omega$$

$$R_A + R_B = 2(99) + 0.543(47.9)$$

$$R_A + R_B = 224N$$

$$\sum M_A = 0$$

$$-Pd(0.126) - [\Omega(0.543)(0.271)] - Pd(0.417) + R_B(0.543) = 0$$

$$0.543R_B = (99)(0.126) + [(47.9)(0.543)(0.271)] + (99)(0.417)$$

$$R_B = 112N$$

$$R_A = 224 - R_B$$

$$R_A = 224 - 112 = 112$$

$$R_A = 112N$$

Este eje no esta expuesto a cargas cíclicas y actúa como una viga en el sistema por esta razón se debe realizar un análisis de resistencia estático ya se utilizando MSST²⁴ o DET²⁵, teniendo en cuenta la concentración de esfuerzos debida a los cambios de sección en el eje, Kt .

MSST

$$N = \frac{\pi d^3 S_y}{32(M^2 + T^2)^{\frac{1}{2}} Kt}$$

DET

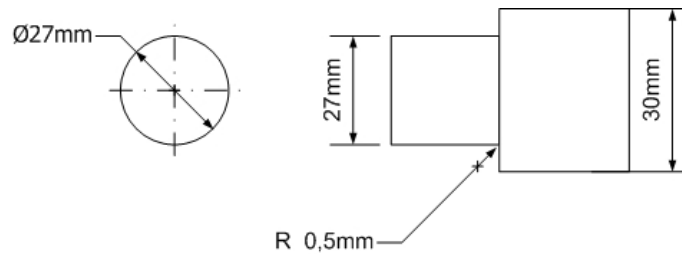
$$N = \frac{\pi d^3 S_y}{32(M^2 + \frac{3}{4}T^2)^{\frac{1}{2}} Kt}$$

²⁴ Teoría del esfuerzo cortante máximo (MSST por sus siglas en Ingles), propuesta por Coulomb (1773), pero descubierta independientemente por Tresca (1868), y por lo tanto se le llama criterio de fluencia de Tresca.

²⁵ Teoría de la energía de distorsión (DET por sus siglas en Ingles), también conocida como el criterio de Von Mises. Esta teoría es valida para materiales dúctiles y predice la falla bajo cargas combinadas con mayor exactitud que cualquier otra teoría.

Ya que los discos que soportan los ejes para las pruebas, y la distribución de los ejes en estos es simétrica, el eje principal de soporte no está solicitado a torsión y para este caso las dos fórmulas arrojan el mismo resultado.

Punto crítico 1



$$M=13.73\ \text{N}\cdot\text{m} \quad d=27\text{mm} \quad D=30\text{mm} \quad r=0,5\text{mm}$$

$$\frac{r}{d} = 0,019$$

$$\frac{D}{d} = 1,11$$

$$K_t=1,39$$

$$N = \frac{\pi(0.027)^3(413 \times 10^6)}{32(13.73^2)^{\frac{1}{2}}(1,39)}$$

$$N = 41,81$$

Este factor de seguridad es mayor que el valor requerido de 2 según la aplicación, con esto tenemos que el diámetro prediseñado para esta sección resistirá el estado de esfuerzos para esa sección.

Punto crítico 2

A partir de la fig. 103, obtenemos el punto donde el momento es máximo. En este punto el momento es mayor pero también lo es el diámetro y además no tiene concentración de esfuerzos.

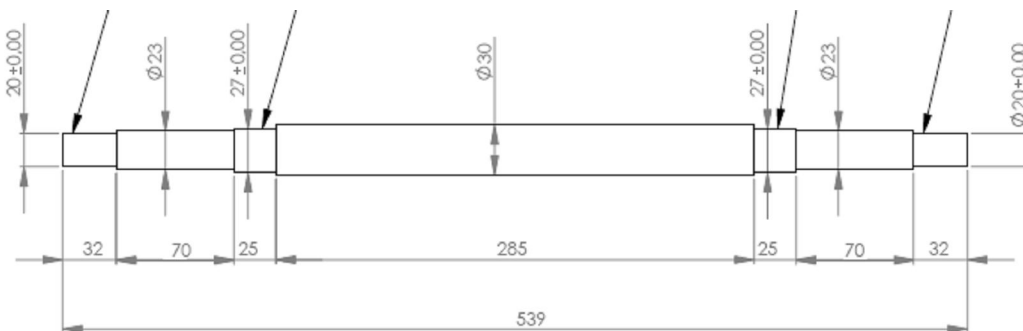
$$M = 14.24 \text{ N-m} \quad d=30\text{mm}$$

$$N = \frac{\pi(0.03)^3(413 \times 10^6)}{32(14.24^2)^{\frac{1}{2}}}$$

$$N = 76.87$$

Este factor de seguridad es mayor que el valor requerido de 2 según la aplicación, para este caso se probaron dos secciones críticas y cualquiera de las dos resiste los estados de esfuerzos aplicados sobre sus secciones, en definitiva las dimensiones finales del eje se presentan en la figura 104.

Figura 104. Dimensiones eje principal.



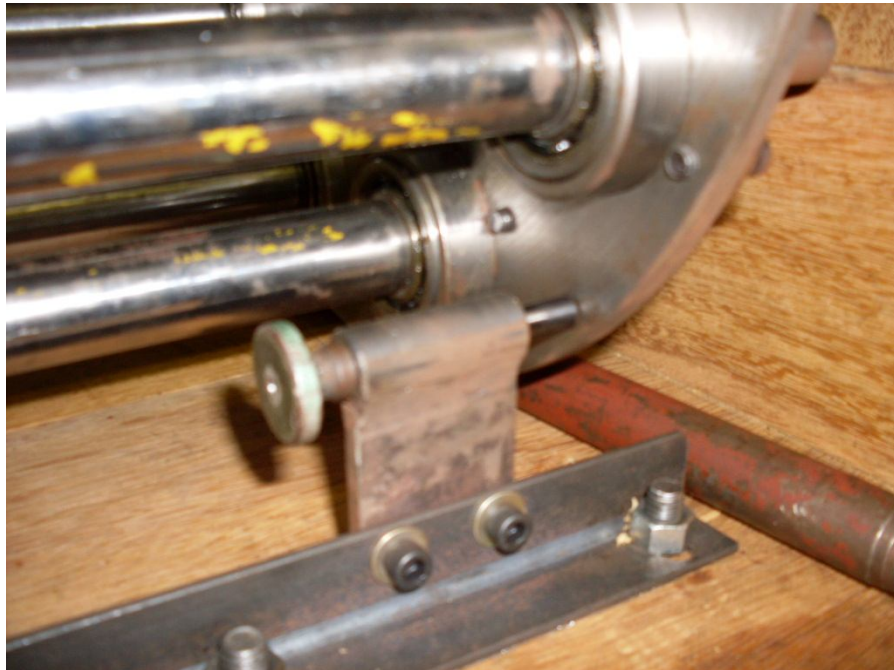
4.2.7. Base. La base para el banco se diseñó en madera de manera que proporcionara soporte a todos los subsistemas y brindara la altura necesaria para soportar el eje principal y el subsistema de intercambio de ejes. Se usó madera para optimizar la relación resistencia peso ya que al construir una estructura metálica el peso sería muy alto.

Figura 105. Base del banco.



4.2.8. Sujetadores. Son las piezas encargadas de anclar en posición el sistema central de intercambio de ejes para realizar cada una de las pruebas con los diferentes ejes, por medio de dos pasadores lineales de $\frac{1}{4}$ " que atraviesan los discos y fijan la posición en cada uno de los 9 agujeros equidistantes en el perímetro de los discos.

Figura 106. Sujetadores.



5. METODOLOGÍA DE LA EXPERIMENTACIÓN.

El objeto de la experimentación es el de poder comparar la teoría existente sobre las fallas en rodamientos e identificarlas por medio de análisis de vibraciones, para esto se miden y analizan las señales de vibración provenientes de rodamientos defectuosos, así como de rodamientos en buen estado; con el análisis espectral correspondiente a cada rodamiento se comparan los espectros con los espectros característicos para las diferentes etapas de falla de los rodamientos. También se busca que a partir de esta experimentación el alumno de la asignatura vibraciones mecánicas tenga elementos de juicio para identificar fallas en rodamientos en casos reales para el análisis de falla en maquinaria.

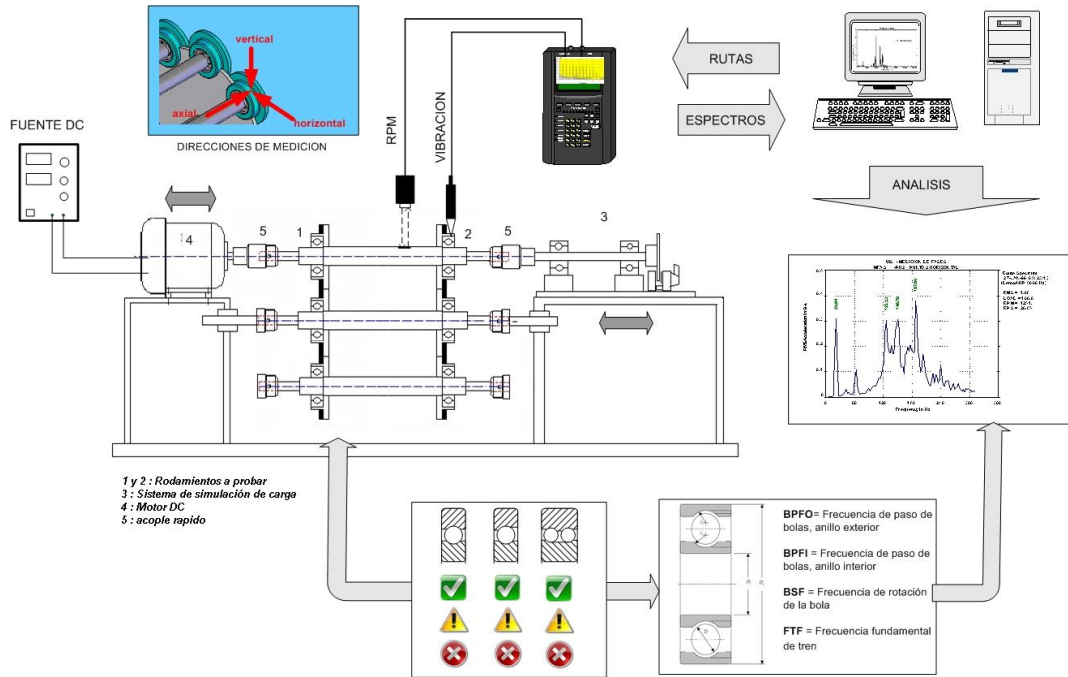
Para la realización de la experimentación se inicia con la recopilación de la literatura e investigación teórica de las fallas en rodamientos y las diferentes técnicas existentes, basadas en vibraciones mecánicas, para diagnóstico. Para realizar la comparación de esta teoría, con situaciones reales de desgaste de rodamientos, se diseña y se construye un prototipo para pruebas con diferentes tipos de rodamientos, condiciones de falla y la posibilidad de variar la velocidad. Se inducen diferentes estados de fallas a los rodamientos ya seleccionados, dejando para cada tipo un par de control el cual no se le inducen fallas, para así tener una referencia comparativa de las señales de los rodamientos con fallas inducidas.

5.1. BANCO EXPERIMENTAL

El banco de pruebas se diseña para realizar la experimentación para diferentes juegos de rodamientos, permitiendo un intercambio rápido de estos. La fuente motriz es un motor de corriente directa de 2 Hp con una tarjeta controladora que permite variar el voltaje y la velocidad. El motor se acopla al eje de prueba por medio de un acople flexible tipo jaw, en el extremo libre del eje con los rodamientos a probar se encuentra acoplado un freno de disco que permite

la aplicación de un torque constante, este simula el trabajo realizado por la maquina real y además no produce efectos de baja frecuencia permitiéndonos obtener espectros más claros.

Figura 107. Esquema banco experimental.



El banco de pruebas permite el intercambio de nueve ejes cada uno apoyado en dos rodamientos del mismo tipo, teniendo en cuenta que son tres pares para cada tipo de rodamiento.

5.2. INSTRUMENTACIÓN

Para la adquisición de las señales de vibración y la velocidad angular se utiliza un analizador de vibraciones marca CSI de referencia 2117, un acelerómetro de sujeción manual de marca CSI referencia 350, un foto tacómetro de marca CSI de referencia 440.

5.3. INDUCCIÓN DE FALLAS

La selección de los rodamientos para la experimentación se realiza a partir de la practica en la industria se buscan los rodamientos de los más utilizados en las diferentes aplicaciones industriales, para la parte de selección se realiza a partir de los requerimientos de diseño con el fin de tener una buena cantidad aceptable de muestras.

Para la experimentación se utilizan tres diferentes tipos de rodamientos:

- Rodamiento rígido de bolas de una hilera ref. 6204
- Rodamiento de bolas con contacto angular de una hilera ref. 7204
- Rodamiento de bolas con contacto angular de dos hileras ref. 3204

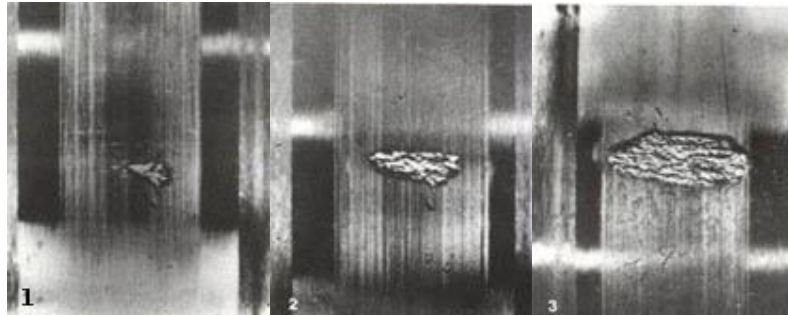
Los rodamientos que se utilizan cumplen con las siguientes dimensiones:

- Diámetro interno: 20 mm
- Diámetro externo: 47 mm
- Ancho rodamientos de una hilera de bolas: 14mm
- Ancho rodamientos de dos hileras de bolas: 20.6 mm

Para cada tipo de rodamiento se montan tres pares, de los cuales el primer par es de control, es decir no tiene fallas inducidas. Para los otros pares de rodamientos se inducen las fallas variando el tipo de defecto entre defecto localizado y defecto distribuido; se varia la pista en la cual se inducen ya sea la pista interna o externa, a continuación se presenta una tabla la cual resume la ubicación y el tipo de falla inducida.

Las fallas que se inducen van variando en intensidad desde una picadura hasta un daño avanzado.

Figura 108. (1) Picadura, (2) daño intermedio, (3) daño avanzado.



Estas fallas introducidas corresponden a la progresión del descascarado en los rodamientos, ya que esta es una de las fallas más comunes la cual nos permite comparar las señales para las diferentes etapas de progresión de la falla y compararlas con un rodamiento en buen estado.

Para la inducción de fallas se utiliza un moto tool con unas fresas de odontología, se fresa la superficie de las pistas en el orden antes descrito, y con base en la teoría.

Tabla 32. Descripción de las fallas inducidas.

| Referencia | Descripción | Pareja | Ubicación | Pista | defecto | Punto de medición |
|------------|------------------------------|--------|------------|-----------|------------|-------------------|
| 6204 | Rígido de bolas de 1 hilera | 1 | Lado motor | Sin falla | | 1 |
| | | | Lado freno | | | 2 |
| | | 2 | Lado motor | externa | Avanzado | 3 |
| | | | Lado freno | interna | Avanzado | 4 |
| | | 3 | Lado motor | externa | Picadura | 5 |
| | | | Lado freno | interna | Picadura | 6 |
| 7204 | De bolas de contacto angular | 1 | Lado motor | Sin falla | | 7 |
| | | | Lado freno | | | 8 |
| | | 2 | Lado motor | externa | Intermedio | 9 |
| | | | Lado freno | interna | Intermedio | 10 |

| | | | | | | |
|------|--|---|------------|-----------|------------|----|
| | | 3 | Lado motor | externa | Avanzado | 11 |
| | | | Lado freno | interna | Avanzado | 12 |
| 3204 | De bolas con contacto angular de dos hileras | 1 | Lado motor | Sin falla | | 13 |
| | | | Lado freno | | | 14 |
| | | 2 | Lado motor | externa | Picadura | 15 |
| | | | Lado freno | interna | Picadura | 16 |
| | | 3 | Lado motor | externa | Intermedio | 17 |
| | | | Lado freno | interna | intermedio | 18 |

5.4. CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS DE LOS RODAMIENTOS

Para el análisis de vibraciones en rodamientos es importante conocer las características de las frecuencias de falla de cada uno de los elementos del mismo y a su vez estas frecuencias dependen de las características físicas del mismo como lo son, el número de elementos rodantes y el diámetro de paso de los elementos rodantes, a continuación se detallan estas características para cada referencia de los rodamientos utilizados en el banco.

Tabla 33. Características geométricas de los rodamientos ensayados.

| Referencia | Numero de elementos rodantes | Diámetro de los elementos rodantes[mm] | Diámetro de paso [mm] | Angulo de contacto[°] |
|------------|------------------------------|--|-----------------------|-----------------------|
| 6204 | 8 | 7.9502 | 33.528 | 0 |
| 7204 | 11 | 7.9375 | 34.524 | 30 |
| 3204 | 16 | 7.1374 | 33.6 | 30 |

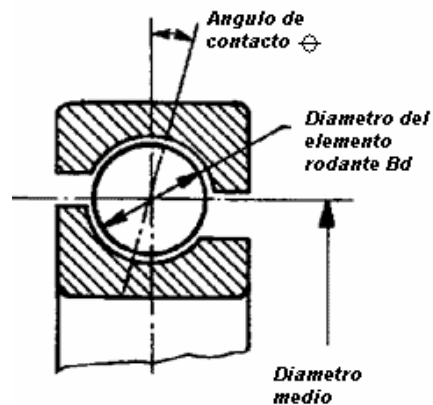
Estas frecuencias de falla dependen de cuál de las dos pistas del rodamiento se encuentra estática y cual en movimiento para el banco todas las pistas externas se encuentran estáticas y las pistas internas las que rotan.

5.5. CALCULO DE LAS FRECUENCIAS DE FALLA

Como ya se ha mencionado anteriormente en el análisis de vibraciones en rodamientos es fundamental conocer las frecuencias de falla de sus elementos, este es el punto de partida para realizar un diagnostico del estado de un rodamiento.

5.5.1. Frecuencias de falla calculadas a partir de las formulas. En la teoría existente para el análisis de falla en rodamientos se describe las formulas desarrolladas para el cálculo de las frecuencias de falla de los elementos, estas formulas se plantean a partir de los datos geométricos del rodamiento.

Figura 109. Nomenclatura frecuencias de falla.



N_b : numero de elementos rodantes, (bolas o rodillos)

B_d : diámetro del elemento rodante (mm ó in)

P_d : diámetro medio del rodamiento (mm ó in) = $1/2(D_{ext} + D_{int})$

θ : Angulo de contacto (grados)

A continuación se muestran las frecuencias de falla calculadas por medio de las formulas para los rodamientos presentes en el banco.

Tabla 34 Frecuencias teóricas rodamiento 6204.

| Sigla | Ecuación | Frecuencia en ordenes | Frecuencia de falla [Hz] | | |
|-------|---|-----------------------|--------------------------|----------|----------|
| | | | 600 rpm | 1200 rpm | 1800 rpm |
| BPFI | $\frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$ | 4.9484 | 49.484 | 98.968 | 148.452 |
| BPFO | $\frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM = N_b \times FTF$ | 3.052 | 30.52 | 61.04 | 91.56 |
| BSF | $\frac{P_d}{2B_d} \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right)^2 \right] \times RPM$ | 1.99 | 19.9 | 39.8 | 59.7 |
| FTF | $\frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$ | 0.3815 | 3.815 | 7.63 | 11.445 |

Tabla 35. Frecuencias teóricas rodamiento 7204.

| Sigla | Ecuación | Frecuencia en ordenes | Frecuencia de falla [Hz] | | |
|-------|---|-----------------------|--------------------------|----------|----------|
| | | | 600 rpm | 1200 rpm | 1800 rpm |
| BPFI | $\frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$ | 6.595 | 65.95 | 131.9 | 197.85 |
| BPFO | $\frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM = N_b \times FTF$ | 4.4055 | 44.055 | 88.11 | 132.165 |
| BSF | $\frac{P_d}{2B_d} \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right)^2 \right] \times RPM$ | 2.088 | 20.88 | 41.76 | 62.64 |
| FTF | $\frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$ | 0.4005 | 4.005 | 8.01 | 12.015 |

Tabla 36. Frecuencias teóricas rodamiento3204.

| Sigla | Ecuación | Frecuencia en ordenes | Frecuencia de falla [Hz] | | |
|-------|---|-----------------------|--------------------------|----------|----------|
| | | | 600 rpm | 1200 rpm | 1800 rpm |
| BPM | $\frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$ | 9.472 | 94.72 | 189.44 | 284.16 |
| BPMO | $\frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM = N_b \times FTF$ | 6.527 | 65.27 | 130.54 | 195.81 |
| BSF | $\frac{P_d}{2B_d} \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right)^2 \right] \times RPM$ | 2.305 | 23.05 | 46.1 | 69.15 |
| FTF | $\frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$ | 0.4079 | 4.092 | 8.184 | 12.276 |

5.5.2. Frecuencias de falla obtenidas a partir del programa Master Trend

Normalmente los programas de mantenimiento predictivo basados en vibraciones mecánicas cuentan con bases de datos que incluyen información completa acerca de diferentes tipos y marcas de rodamientos así como subprogramas para el calculo de las frecuencias de falla de los elementos del rodamiento, para nuestro caso contamos con el software Master Trend para obtener dichas frecuencias, estas se presentan a continuación con el valor de los armónicos hasta el 9.

Tabla 37. Frecuencias de falla para rodamiento 6204.

| ARMONICOS | VELOCIDAD DEL EJE [Hz] | CANASTILLA (FTF) | ELEMENTO RODAMIENTO (BSF) | PISTA EXTERNA(BPFO) | PISTA INTERNA (BPFI) |
|-----------|------------------------|------------------|---------------------------|---------------------|----------------------|
| 1 | 10 | 3.81 | 19.90 | 30.52 | 49.48 |
| 2 | 20 | 7.63 | 39.80 | 61.03 | 98.97 |
| 3 | 30 | 11.44 | 59.70 | 91.55 | 148.45 |
| 4 | 40 | 15.26 | 79.60 | 122.06 | 197.94 |
| 5 | 50 | 19.07 | 99.50 | 152.58 | 247.42 |
| 6 | 60 | 22.89 | 119.40 | 183.09 | 296.91 |
| 7 | 70 | 26.70 | 139.30 | 213.61 | 346.39 |
| 8 | 80 | 30.52 | 159.21 | 244.12 | 395.88 |
| 9 | 90 | 34.33 | 179.11 | 274.64 | 445.36 |

Tabla 38. Frecuencias de falla para rodamiento 7204.

| ARMONICOS | VELOCIDAD DEL EJE [Hz] | CANASTILLA (FTF) | ELEMENTO RODAMIENTO (BSF) | PISTA EXTERNA(BPFO) | PISTA INTERNA (BPFI) |
|-----------|------------------------|------------------|---------------------------|---------------------|----------------------|
| 1 | 10 | 4.0 | 20.89 | 44.05 | 65.95 |
| 2 | 20 | 8.1 | 41.77 | 88.10 | 131.90 |
| 3 | 30 | 12.01 | 62.66 | 132.15 | 197.85 |
| 4 | 40 | 16.02 | 83.54 | 176.20 | 263.80 |
| 5 | 50 | 20.02 | 104.43 | 220.24 | 395.71 |
| 6 | 60 | 24.03 | 125.31 | 264.29 | 461.66 |
| 7 | 70 | 28.03 | 146.20 | 308.34 | 496.27 |
| 8 | 80 | 32.04 | 167.08 | 352.39 | 527.61 |
| 9 | 90 | 36.04 | 187.97 | 396.44 | 593.56 |

Tabla 39. Frecuencias de falla para rodamiento 3204.

| ARMONICOS | VELOCIDAD DEL EJE | CANASTILLA (FTF) | ELEMENTO RODAMIENTO (BSF) | PISTA EXTERNA(BPFO) | PISTA INTERNA (BPF) |
|-----------|-------------------|------------------|---------------------------|---------------------|---------------------|
| 1 | 10 | 4.09 | 23.06 | 49.10 | 70.90 |
| 2 | 20 | 8.18 | 46.11 | 98.21 | 141.79 |
| 3 | 30 | 12.28 | 69.17 | 147.31 | 212.69 |
| 4 | 40 | 16.37 | 92.23 | 196.41 | 283.59 |
| 5 | 50 | 20.46 | 115.29 | 245.52 | 354.48 |
| 6 | 60 | 24.55 | 138.34 | 294.62 | 425.38 |
| 7 | 70 | 28.64 | 161.40 | 343.73 | 496.27 |
| 8 | 80 | 32.74 | 184.46 | 392.83 | 567.17 |
| 9 | 90 | 36.83 | 207.51 | 441.93 | 638.07 |

5.6. ELABORACION DE LA BASE DE DATOS

Para el desarrollo de esta experimentación se elabora una base de datos en el programa Master Trend con el objeto de organizar la información. Esta base de datos se construye a partir de los objetivos de la experimentación y las características de los rodamientos utilizados.

Normalmente el programa Master Trend maneja tres jerarquías en el desarrollo de las bases de datos:

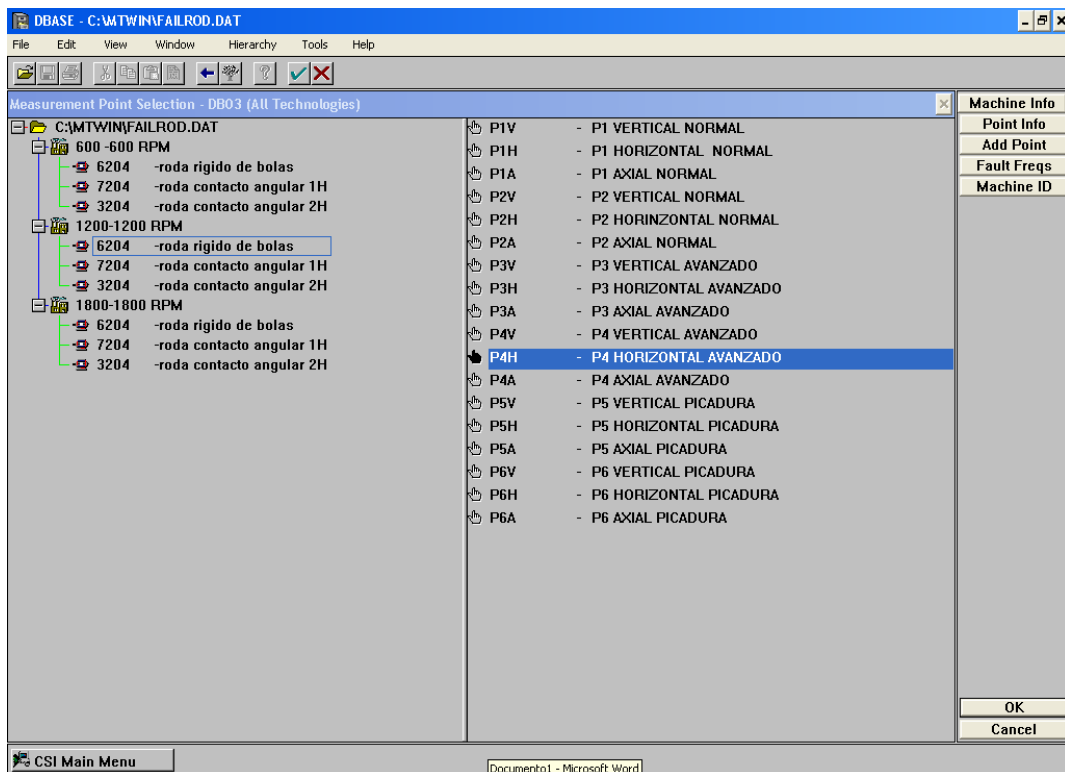
1. Planta
2. Maquina
3. Punto de medición

La anterior organización jerárquica se debe a que este es un programa de mantenimiento predictivo, pero para el caso de la experimentación se trabaja en base a estas tres jerarquías:

1. Velocidad de giro
2. Tipo de rodamiento
3. Punto de medición para las diferentes fallas.

De esta manera se logra obtener las diferentes combinaciones para las pruebas.

Figura 110. Estructura de la base de datos.



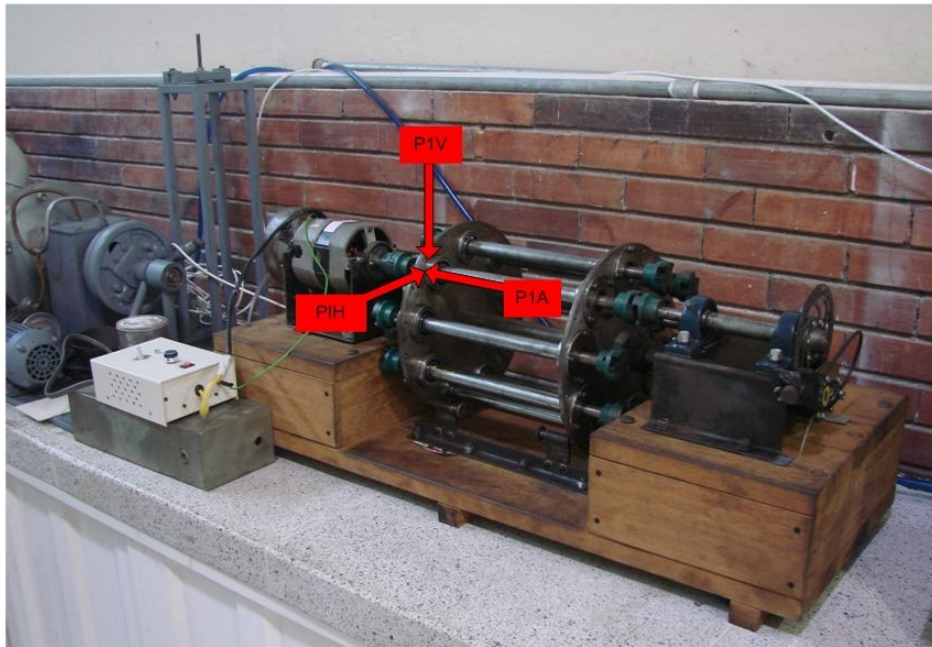
Así se organiza todos los puntos de medición del banco de pruebas, para cada rodamiento se mide en las tres direcciones:

Vertical (P1V)

Horizontal (P1H)

Axial (PIA)

Figura 111. Puntos de medición.

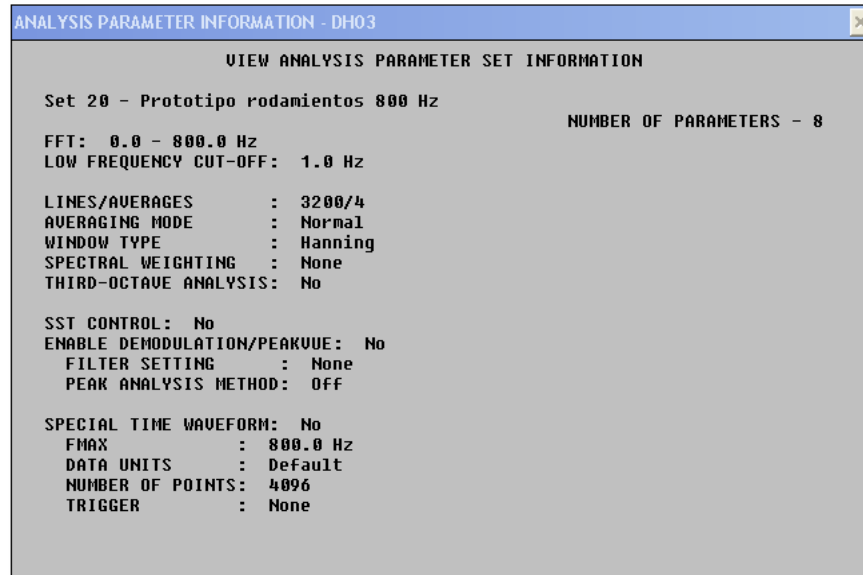


La información para cada punto de medición aparece que tipo de falla presenta y en que pista la presenta, además de los datos fundamentales para realizar el análisis.

Para cada punto de medición es necesario definir el set de parámetros de señal lo que nos permite obtener los espectros y las ondas de tiempo más claros y con mayor resolución a continuación se presenta un resumen acerca de las características del set de parámetros realizado.

El rango de frecuencia a utilizar para el análisis es de 800 Hz lo que nos permite incluir hasta 10 armónicos de las frecuencias de falla más altas para realizar un mejor análisis.

Figura 112. Set de parámetros para la adquisición de la señal.



6. DESARROLLO DE LA EXPERIMENTACIÓN

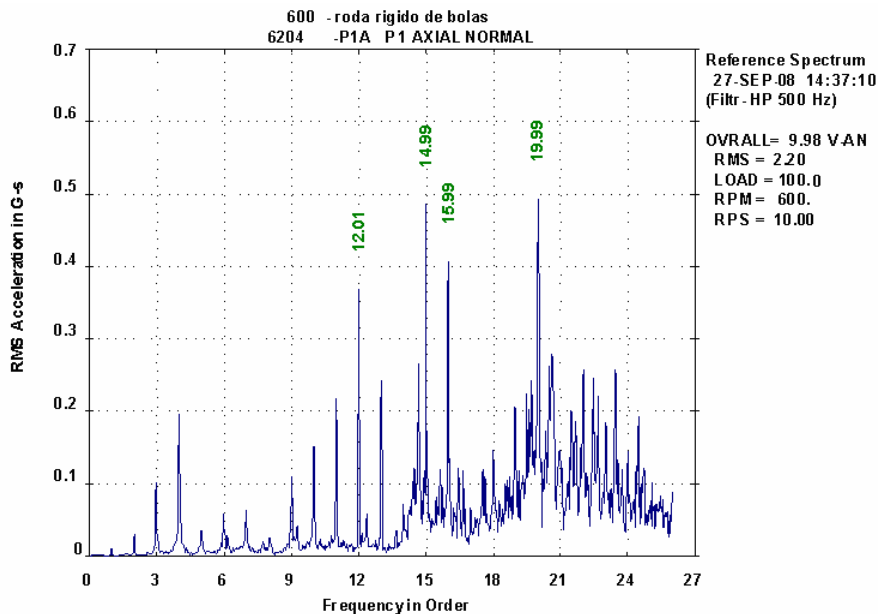
Luego de realizar la medición de las rutas diseñadas en la base de datos, se llevaron los datos al programa master Trend en el cual se realizó el análisis de los espectros y ondas de tiempo.

En total se realizaron cinco mediciones de las rutas organizadas en la base de datos.

6.1. PRIMERA MEDICIÓN.

En esta primera etapa del desarrollo de la experimentación se realizó una medición parcial fue así como solo se midió la ruta programada para 600 rpm y se revisaron esos resultados para tener presente la respuesta del banco. Se obtuvieron los siguientes resultados que no reflejaron claramente lo que se pretendía con el funcionamiento del banco experimental a continuación se presenta el análisis realizado a esta información.

Figura 113. Espectro rodamiento 6204, P1A, 600 rpm primera medición.

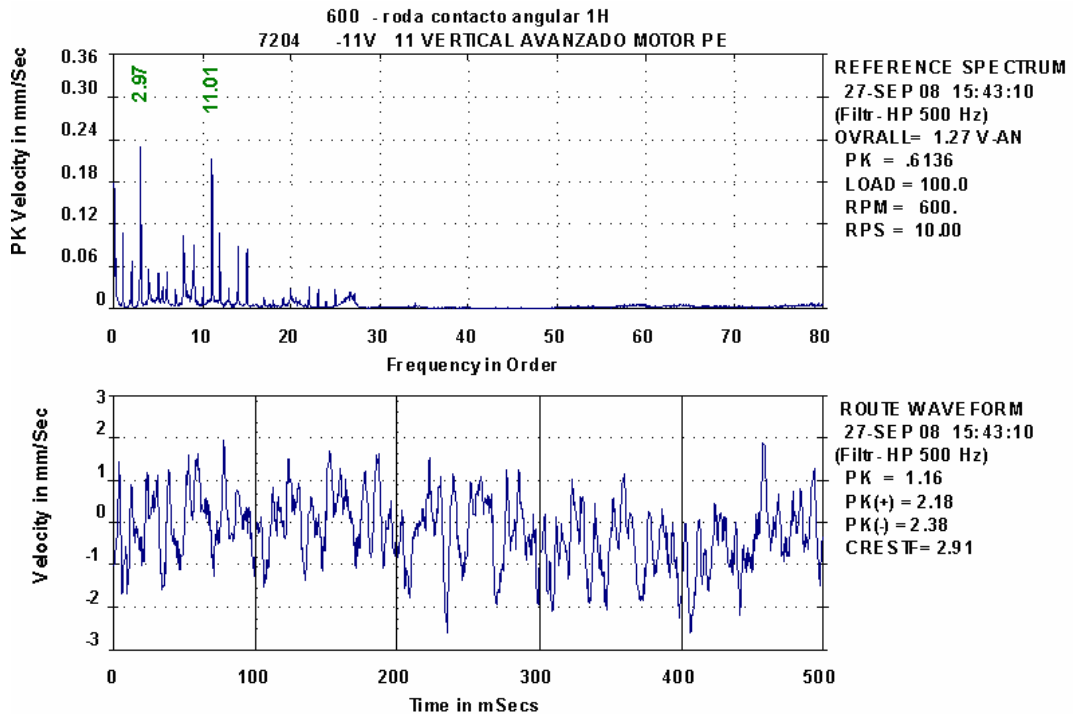


Este espectro corresponde al obtenido para un rodamiento rígido de bolas sin falla inducida como es claro el espectro no permite el correcto análisis ya que

presenta gran incremento en la energía de piso, demostrando que el punto presenta algún tipo de falla, el punto aparenta presentar una soltura mecánica grave dada la gran cantidad de armónicos.

Uno de los primeros inconvenientes encontrados fue, que si bien se contaba con una buena resolución del espectro a bajas velocidades el espacio existente entre los armónicos sincrónicos era menor lo que hacia mas difícil la visualización de los picos no sincrónicos que eran los picos que se esperaban poder visualizar mas claramente ya que las frecuencias de falla son netamente no sincrónicas.

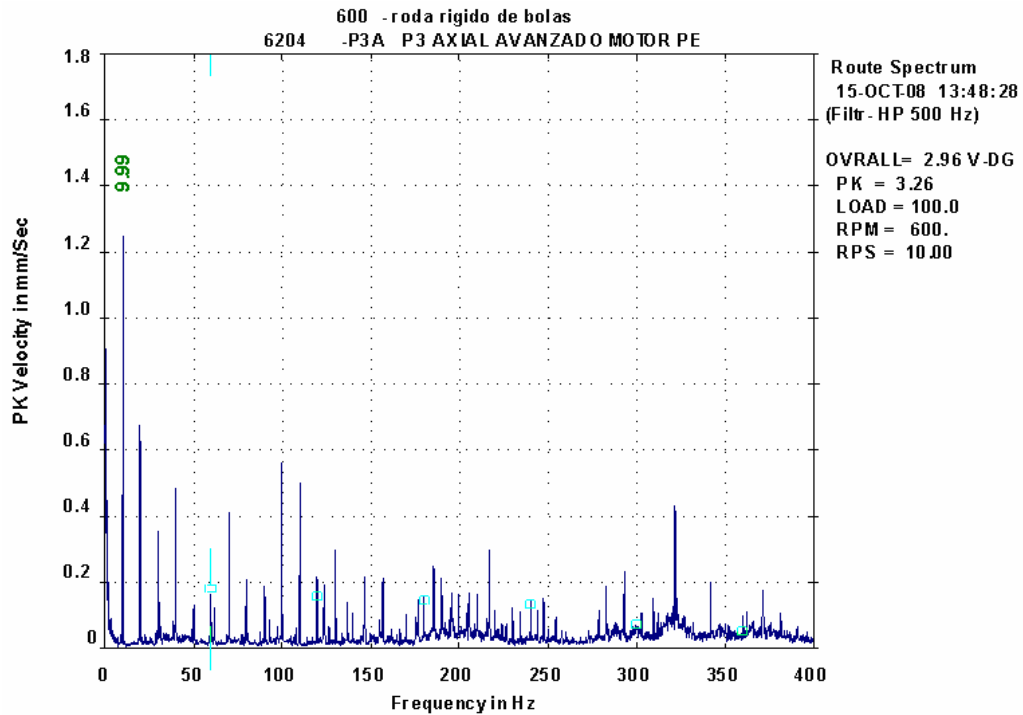
Figura 114. Espectro y onda de tiempo rodamiento 7204, P11V, 600 rpm primera medición.



De la observación de los espectros y ondas de tiempo obtenidas en la primera medición se concluyó que el banco aun presentaba algunas fallas en su funcionamiento mecánico mas específicamente algún grado de desalineamiento y soltura mecánica, como se muestra en la figura anterior con la aparición de picos armónicos de la velocidad de giro hasta mas del 20X, además una onda de tiempo sin presencia de impactos, mostraba que los

rodamientos no presentaban falla aun sabiendo que a estos se les había inducido un daño avanzado, era claro que las fallas características de baja frecuencia, las cuales son mas energéticas estaban enmascarando los impactos producidos en los rodamientos que son de menor energía.

Figura 115. Espectro rodamiento 6204, P3A, 600 rpm primera medición.

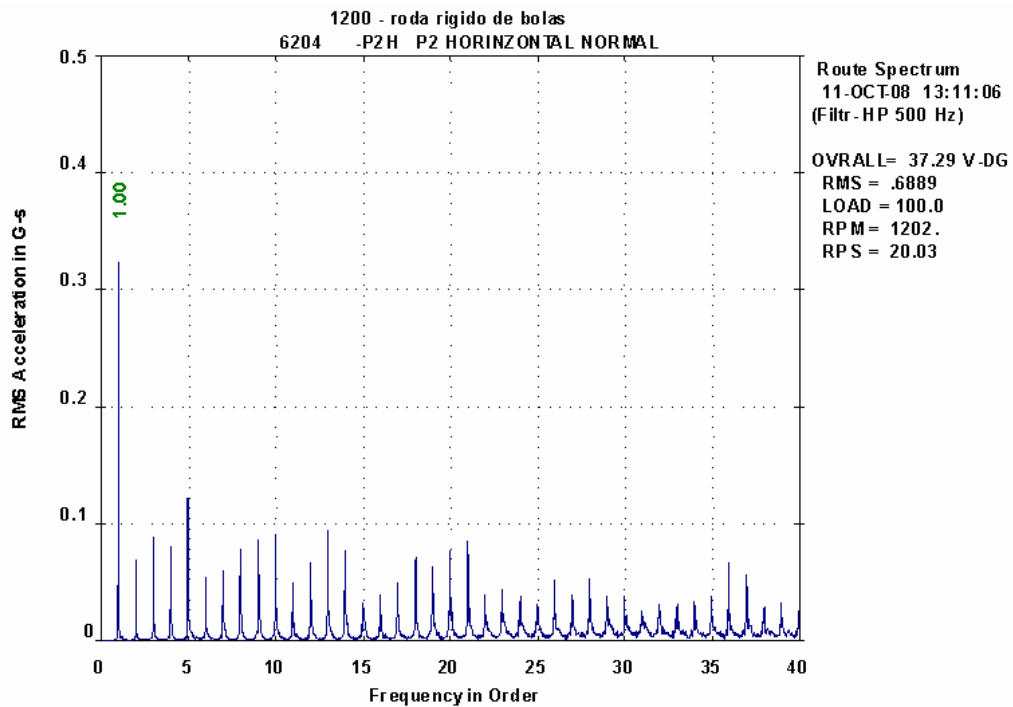


A partir del análisis se realizó un acondicionamiento mecánico del banco, se alinearon los ejes que presentaba alto grado de desalineación, se corrigió la posible soltura mecánica de los discos principales que aparentaban ser los elementos del banco que quedaban mas libres, luego de estas correcciones al funcionamiento se programó una segunda medición de las rutas organizadas en la base de datos.

6.2. SEGUNDA MEDICIÓN.

Luego de la adecuación mecánica del banco se realizó la medición de las tres rutas organizadas en la base de datos una ruta para cada velocidad de giro 600, 1200, y 1800rpm, a continuación se presentan las señales resultantes de esta medición.

Figura 116. Espectro rodamiento 6204, P2H, 1200 rpm segunda medición.



Para esta segunda medición se obtuvieron espectros de este tipo, en este caso un espectro con armónicos del 1X hasta el 40X, aunque era clara la ausencia de picos no sincrónicos, espectros de este tipo no coincidían con lo que se esperaba obtener a partir de la investigación teórica mas aun habiendo realizado un ajuste de la posible soltura mecánica.

Figura 117. Espectro rodamiento 6204, P1A, 1200 rpm segunda medición.

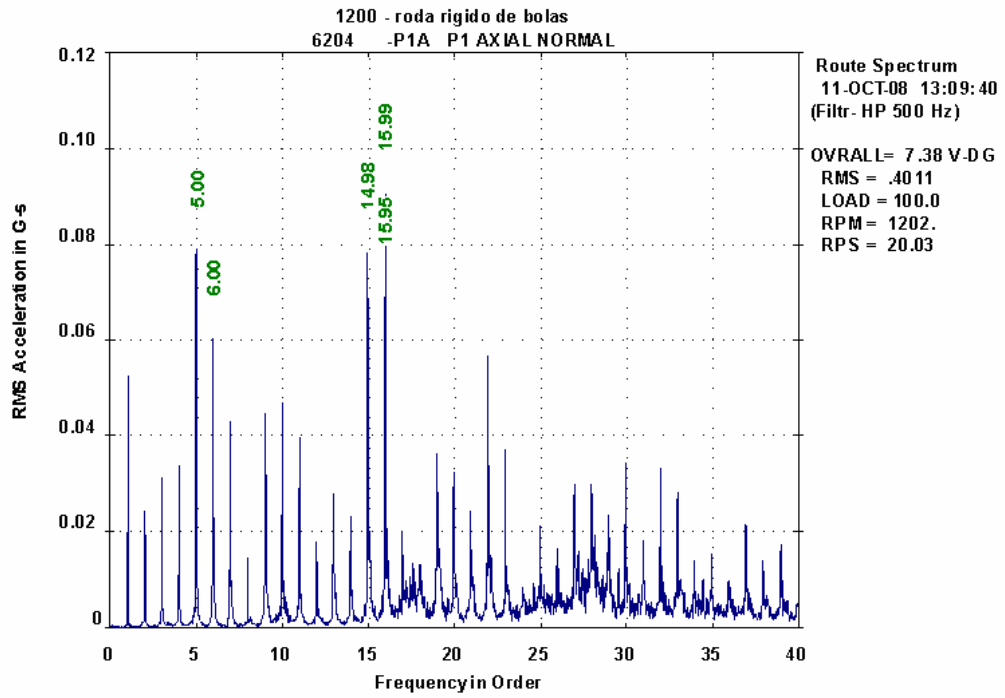


Figura 118. Espectro rodamiento 3204, P13A, 1800 rpm segunda medición.

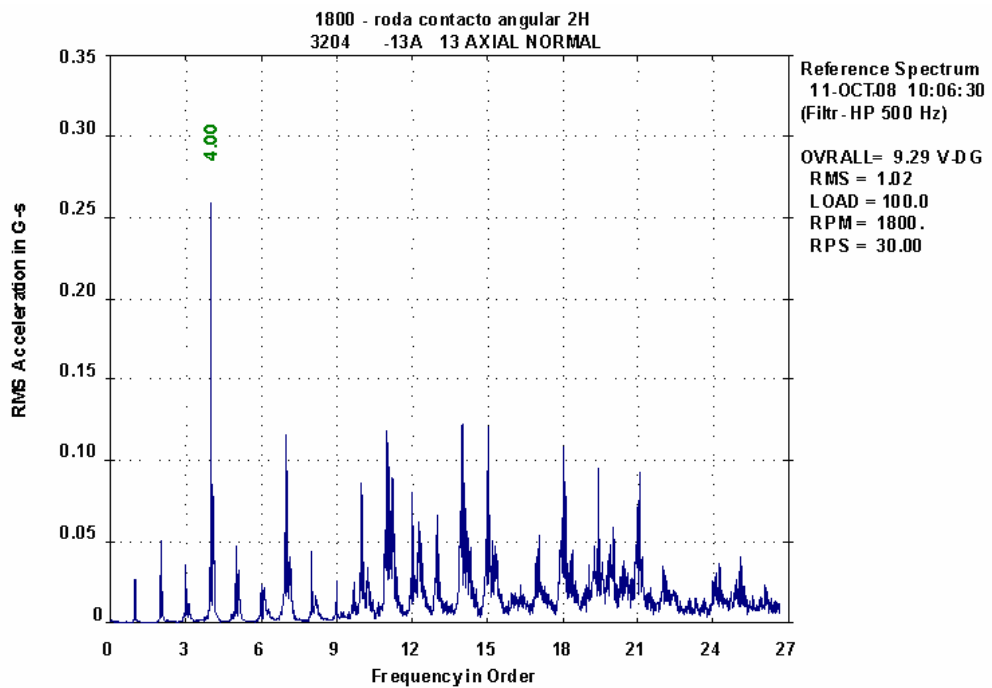
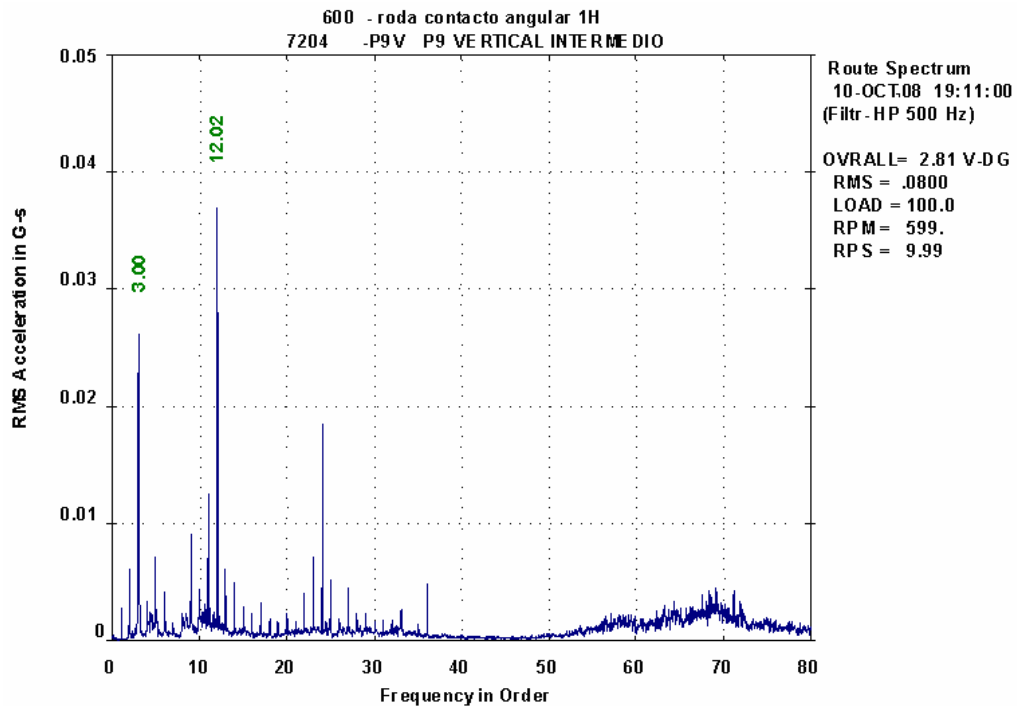
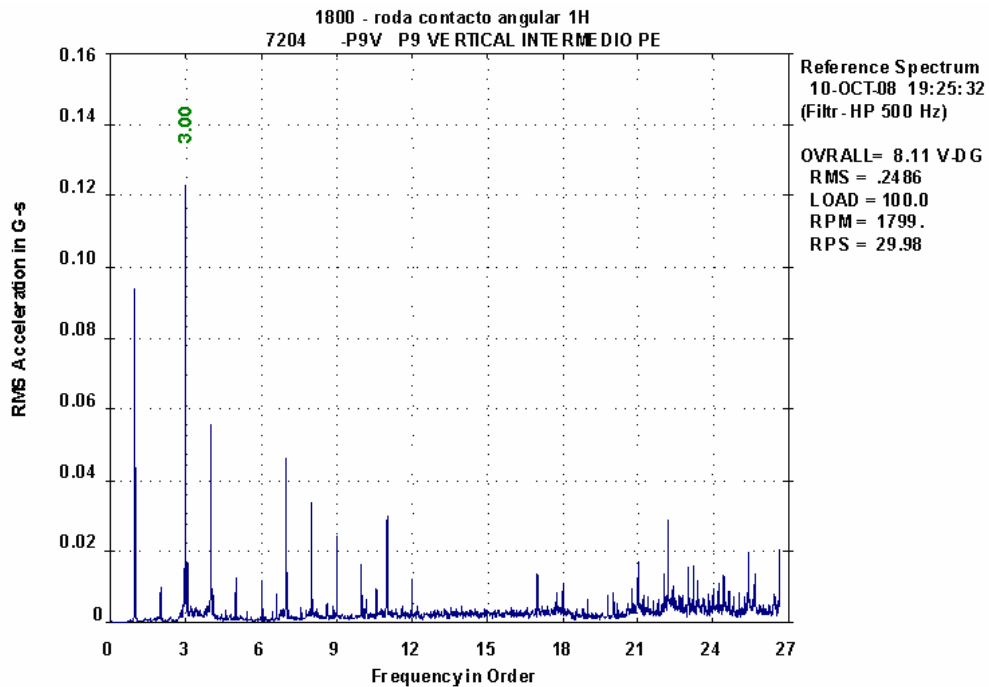


Figura 119. Espectro rodamiento 7204, P9V, 600 rpm segunda medición.



Para esta segunda medición habían parámetros que coincidían con la teoría como el incremento de la energía de piso en las mediciones realizadas a los rodamientos con fallas inducidas, pero los espectros no eran claros del todo, no aparecían picos claros a las frecuencias de falla de los componentes del rodamiento, y las amplitudes de los picos de baja frecuencia y sus armónicos eran grandes. Se notó que las señales mejoraban a medida que la velocidad de giro aumentaba en parte debido a que la energía de los impactos de los rodamientos con falla es proporcional a la velocidad y aparte porque existe un mayor numero de líneas espaciando los armónicos sincrónicos permitiendo la visualización de picos no sincrónicos, pero aparecían gran numero de picos no sincrónicos que no coincidían con las frecuencias de falla.

Figura 120. Espectro rodamiento 7204, P9V, 1800 rpm segunda medición.

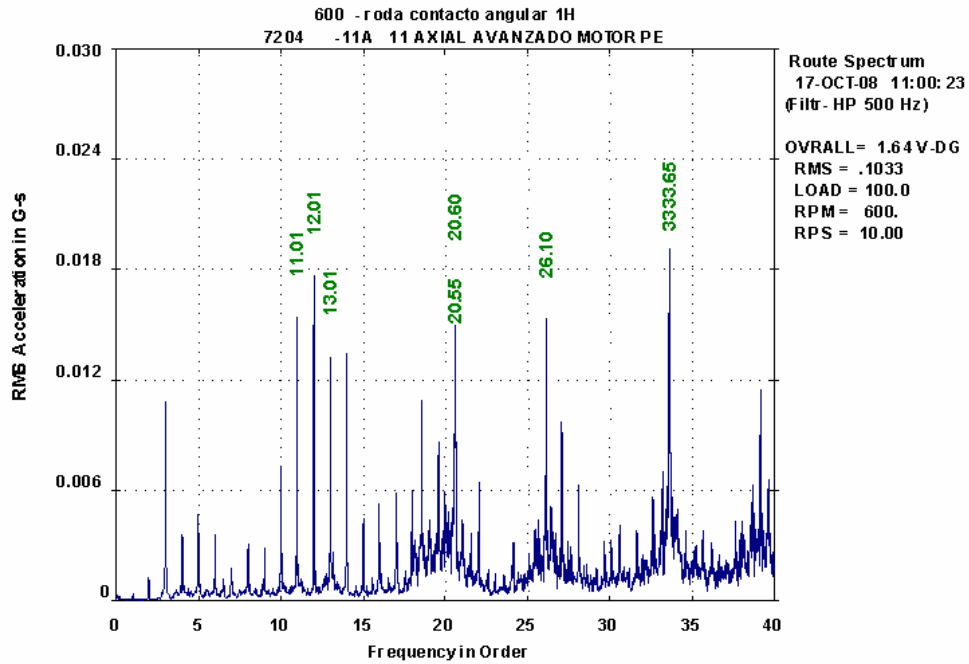


Luego de esta medición se decidió mejorar la resolución del espectro para esto se disminuyó el rango de frecuencia hasta un valor máximo de 400 Hz, al no obtener evidencias claras de daño en los rodamientos en que se habían inducido fallas se pusieron en funcionamiento con deficiencia en la lubricación con el fin de marcar mas el desgaste en las pistas y así la energía de los impactos aumentara y fuera representativa en presencia de los picos de baja frecuencia y alta energía.

6.3. TERCERA MEDICIÓN.

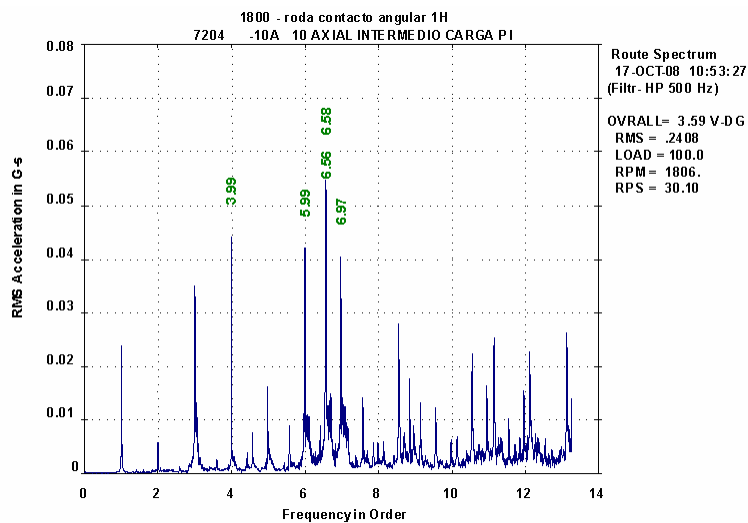
Para esta medición los rodamientos que presentaban fallas inducidas se operaron con lubricación deficiente, con el objeto de incrementar su desgaste y aumentar su amplitud en el espectro, además se redujo la frecuencia máxima a 400 Hz aumentando la resolución del espectro, para esta medición se obtuvo lo siguiente.

Figura 121. Espectro rodamiento 7204, P11A, 600 rpm tercera medición.



Este espectro muestra gran incremento de la energía de piso que es un gran indicador de la presencia de defectos en los rodamientos pero también hay gran cantidad de picos no sincrónicos pero no coinciden con las frecuencias de falla de los elementos del rodamiento.

Figura 122. Espectro rodamiento 7204, P10A, 1800 rpm tercera medición.



Aunque se obtuvieron mejoras en la resolución el tiempo de medición se incremento al doble resultando la toma de datos en un proceso tedioso y con grandes errores. En los espectros obtenidos en esta medición seguían apareciendo picos gran cantidad de picos no sincrónicos que no correspondían a frecuencias de falla de los elementos de los rodamientos.

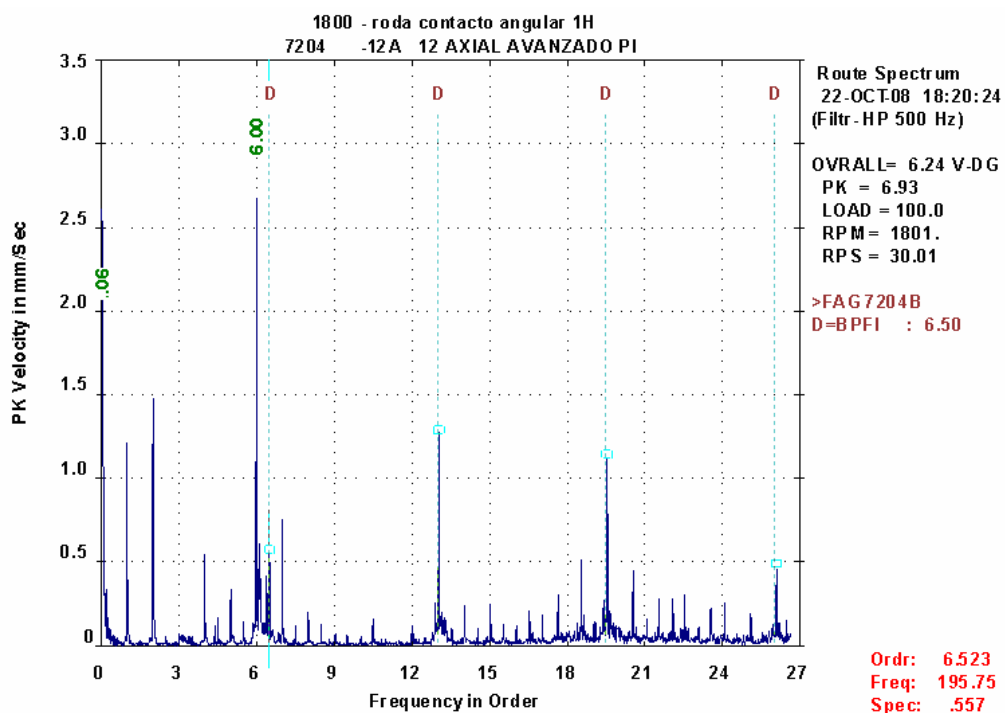
A este momento no era claro que defecto en el banco experimental producía esta gran cantidad de ruido y picos no sincrónicos, del análisis de los espectros obtenidos en esta medición, y además teniendo en cuenta el ruido producido por la operación del banco se concluyó que la aplicación del torque constante por medio de un freno de disco, como primera medida no nos estaba asegurando que el torque fuera constante, ya que al ver el patrón de desgaste del disco se notaron zonas mucho mas desgastadas que otras, además el disco cuenta con agujeros para enfriamiento y se llevo a la conclusión que gran parte del ruido y picos no sincrónicos que aparecían en los espectro provenían de esta zona, a partir de esto se decidió trabajar el banco sin torque aplicado, y tomar una nueva medición.

6.4. CUARTA MEDICIÓN.

Para esta medición se utilizó un rango de frecuencia de 800 Hz para asegurar que no se perdían algunos de los armónicos de las frecuencias de falla de valores mas altos, también se trabajó el banco sin torque aplicado.

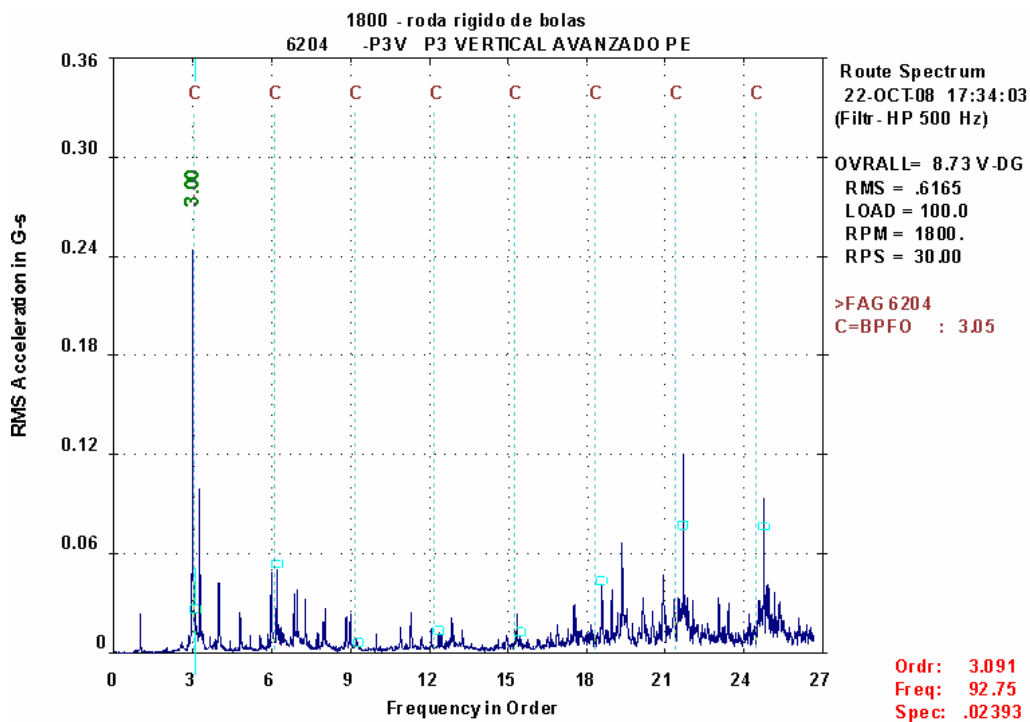
De las tres mediciones anteriores se concluyó que los mejores espectros se mostraban a mas alta velocidad, se tomó la decisión de realizar la medición solamente de la ruta para 1800 rpm, otras razones para tomar esta decisión fueron que esta es una de la velocidades mas estandarizadas en la industria, además a velocidades tan bajas como 600 rpm la teoría plantea desafíos como los encontrados y recomienda el uso de otras técnicas que brindan mejores resultados y facilitan el análisis.

Figura 123. Espectro rodamiento 7204, P12A, 1800 rpm cuarta medición.



Los espectros obtenidos en esta medición permitieron la visualización de picos a las frecuencias de falla de los elementos de los rodamientos y coincidiendo con las fallas inducidas

Figura 124. Espectro rodamiento 6204, P3V, 1800 rpm cuarta medición.



Aunque los valores de frecuencia no coincidían exactamente con los precalculados, eran similares y se notaba el patrón descrito por la teoría, con la aparición de armónicos de la frecuencia fundamental de mayor amplitud.

Figura 125. Onda de tiempo rodamiento 3204, P13H, 1800 rpm cuarta medición.

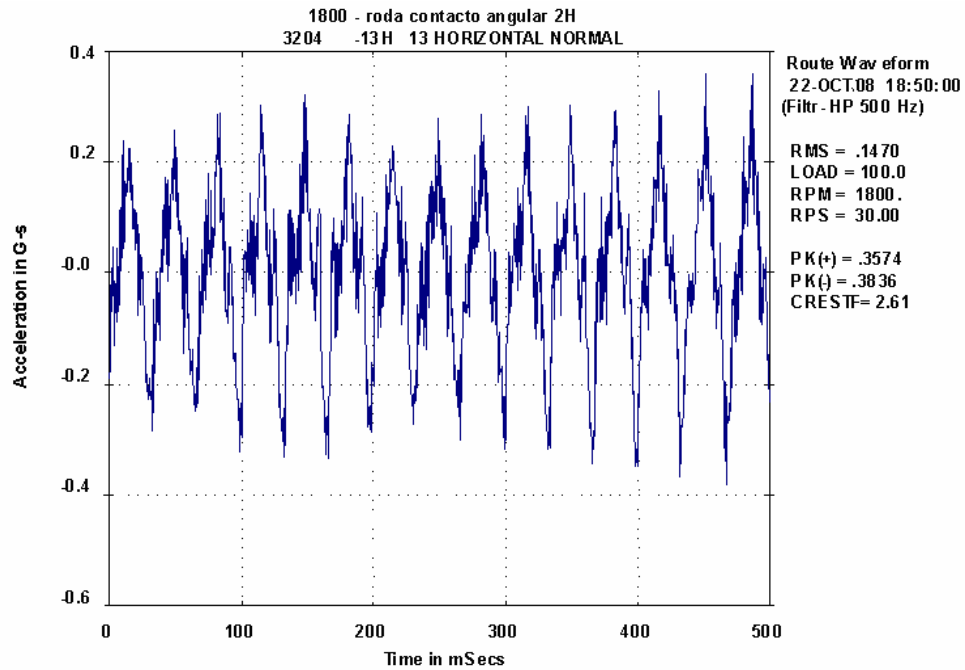
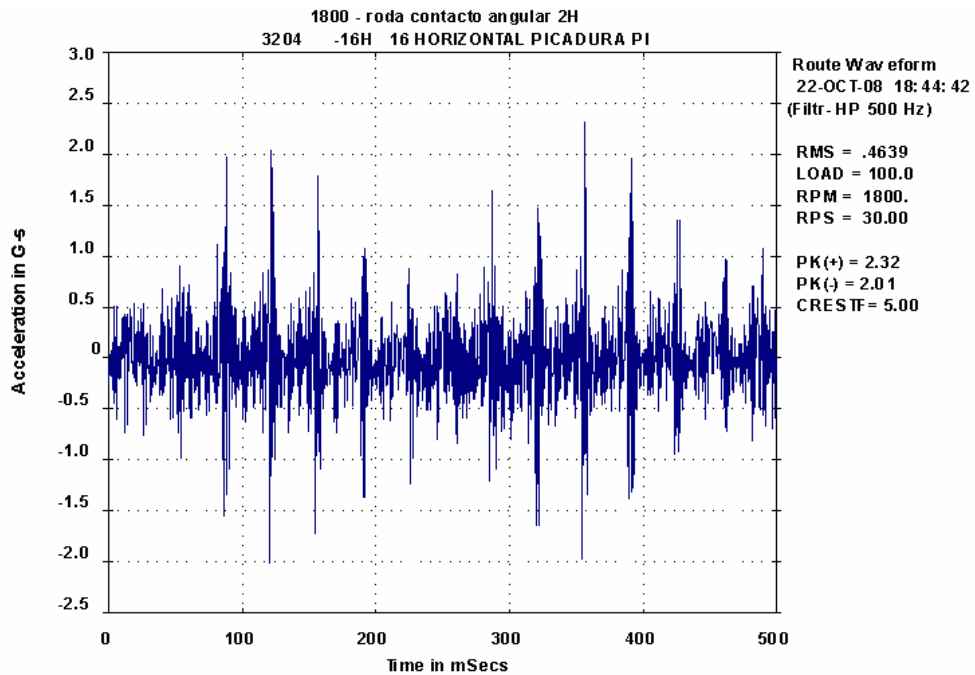


Figura 126. Onda de tiempo rodamiento 3204, P16H, 1800 rpm cuarta medición.



Se obtuvieron ondas de tiempo que coincidían con los modelos teóricos tan claras como las presentadas la primera para un rodamiento sin falla como se

nota bastante armónica y sin la presencia de impactos, y la segunda con un patrón claro de impactos y modulada.

A partir del análisis de las señales obtenidas en esta medición y mas aun de las observaciones realizadas durante la toma de datos, se tomó la decisión de cambiar el método de sujeción del acelerómetro, ya que el método de sujeción manual que se venia usando inducía bastante error a la medición, porque el sensor se movía bastante sobre la superficie cóncava de los porta rodamientos, así fue como se tomo la decisión de utilizar sujeción magnética para realizar otra medición.

Figura 127. Medición con el sensor de sujeción manual.



6.5. QUINTA MEDICIÓN.

Para esta medición se realizaron ajustes en lo concerniente al tipo de sujeción usada para el sensor, se usó sujeción magnética. Se usó un acelerómetro marca CSI de referencia A0720GP y un base magnética marca CSI modelo 906. Para esto se tuvo que medir en solo dos direcciones cada punto ya que la base magnética no permitía la medición de las tres direcciones medidas

anteriormente, para esta toma de datos se midió en una dirección radial a 45° y en la dirección axial, como se muestra en la figura 128.

Figura 128. Medición con el sensor de base magnética.



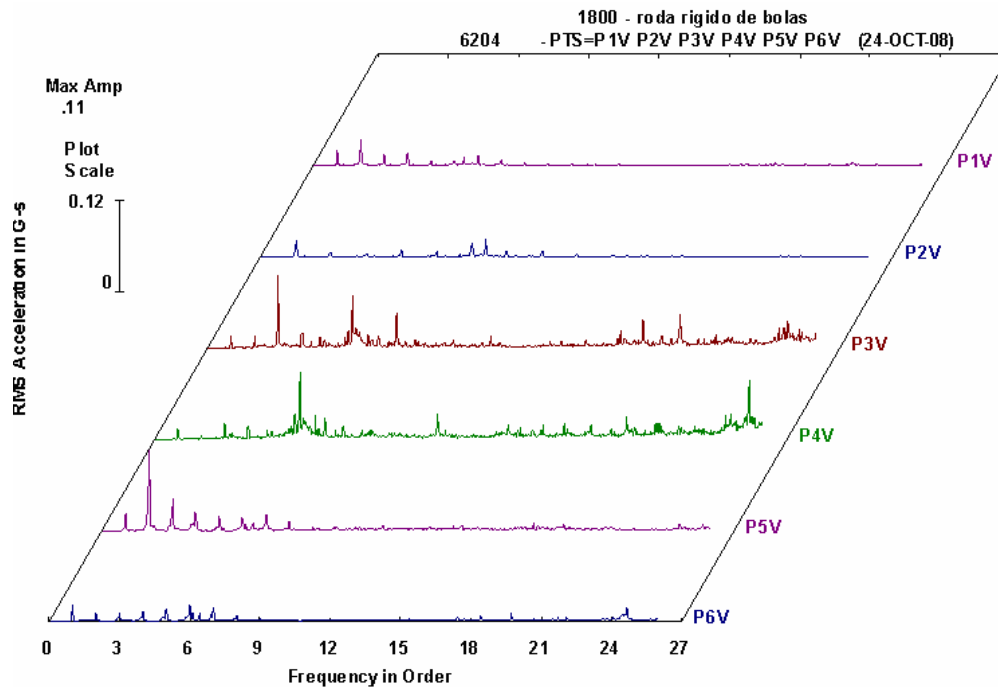
Dada la mayor claridad de los espectros y ondas de tiempo obtenidas en esta medición, se realizó el análisis más exhaustivo de estos datos, y contrastar estos con la teoría para formular las conclusiones pertinentes al objeto de este proyecto.

6.5.1. Resultados obtenidos para los rodamientos 6204 rodamiento rígido de bolas. El banco cuenta con un total de 6 rodamientos de este tipo, dos de estos se montaron sin inducir fallas en ellos, otros dos presentan el estado de daño denominado avanzado, y los dos últimos picadura. La ubicación de estos corresponde a los tres primeros ejes del banco y según la nomenclatura utilizada para identificarlos estos corresponden a los puntos de medición 1 al 6, para cada uno de estos punto se midió en las tres direcciones establecidas por norma vertical, horizontal, y axial.

Tabla 40. Condición de falla rodamientos 6204.

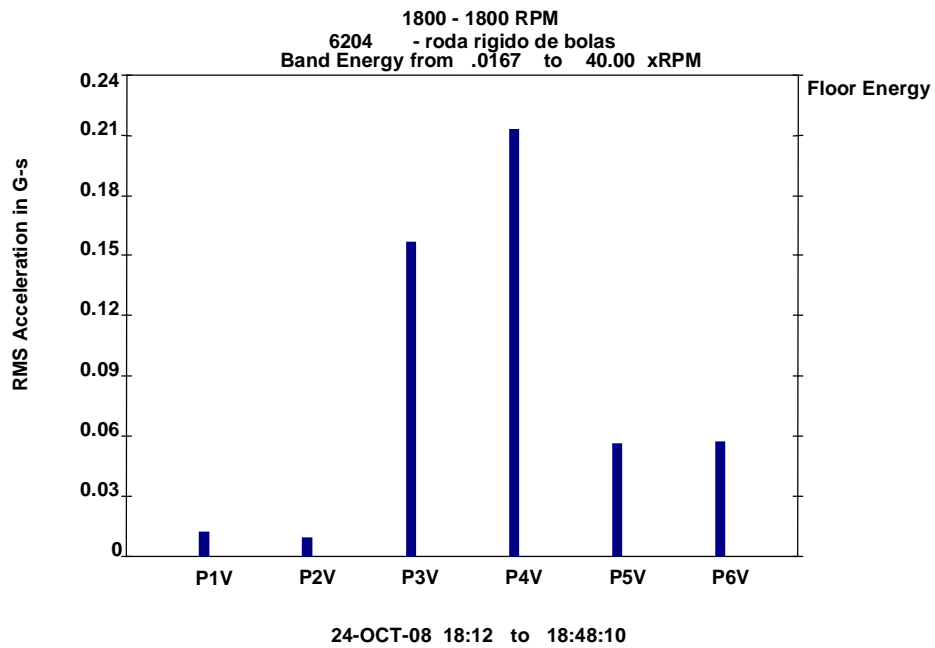
| Punto | condición de falla |
|-------|--------------------|
| P1V | Normal |
| P2V | Normal |
| P3V | Avanzado |
| P4V | Avanzado |
| P5V | Picadura |
| P6V | Picadura |

Figura 129. Comparación de espectros rodamiento 6204, 1800 rpm quinta medición.



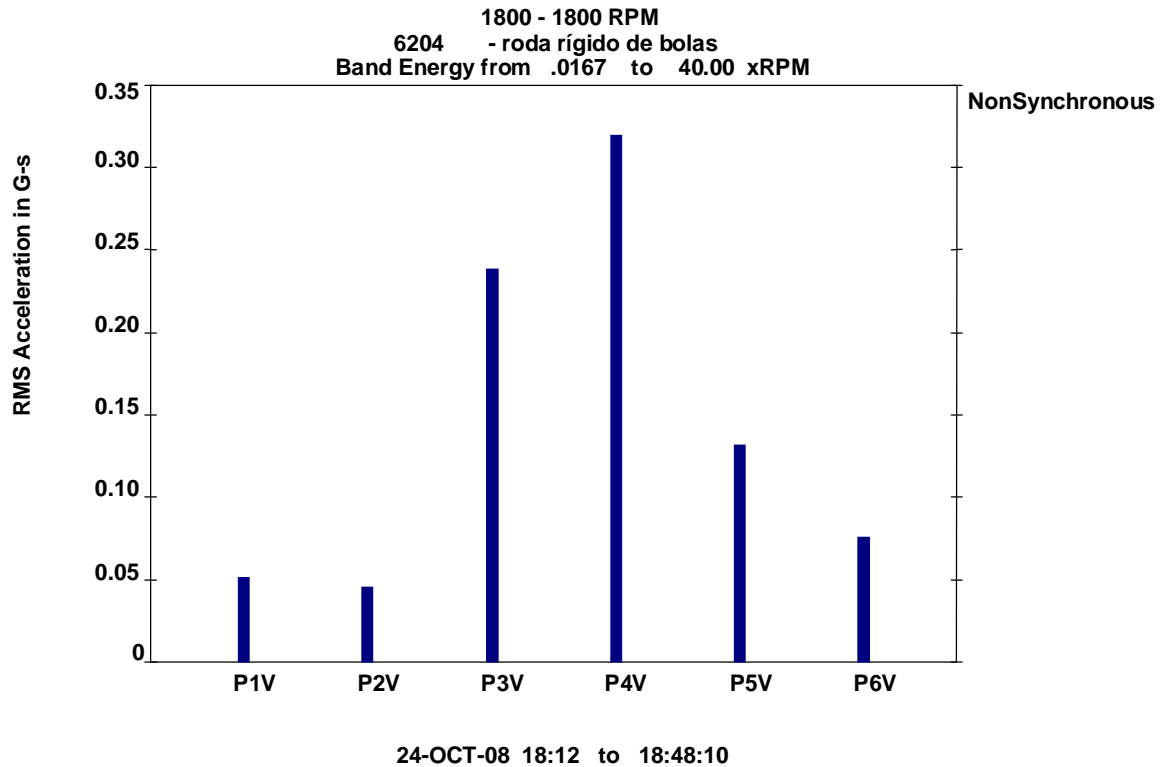
En el gráfico es clara la diferencia entre un espectro obtenido para un rodamiento sin falla inducida y los otros dos que presentan fallas inducidas, en el espectro para rodamientos sin falla se notan muchos menos picos y de menor amplitud y casi no hay eventos de alta frecuencia lo que es característica clara de fallas en rodamientos. Comparando los espectros de los rodamientos con falla se nota que los rodamientos con un daño avanzado presentan mayor actividad en el rango de más alta frecuencia.

Figura 130. Grafico de energía de piso rodamiento 6204, 1800 rpm.



Esta grafica de la energía de piso es clara al mostrar la gran diferencia entre los valores para un rodamiento con daño avanzado, P3V, P4V, uno con picadura P5V, P6V, y uno si falla inducida, P1V, P2V, en este aspecto los resultados coinciden con lo planteado por la teoría ya que el incremento de la energía de piso es un indicador del desgaste de los rodamientos.

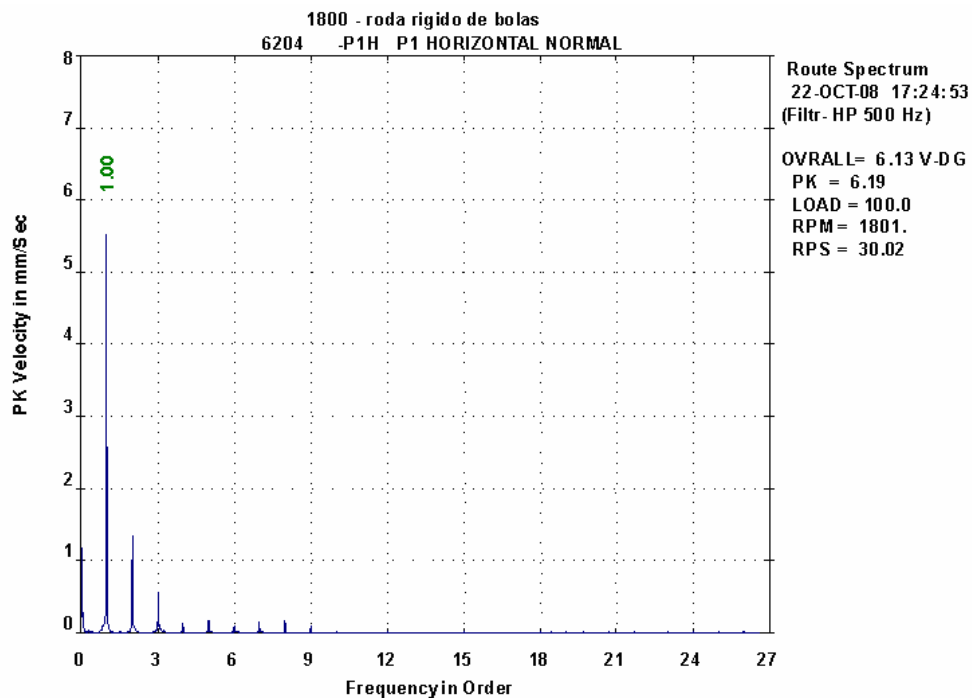
Figura 131. Grafico de picos no sincrónicos rodamiento 6204, 1800 rpm.



Este grafico muestra otro de los parámetros descritos en la teoría como indicador del desgaste de rodamientos la aparición de picos no sincrónicos, ya que las frecuencias de falla de los elementos de rodamientos y las frecuencias naturales de los conjuntos normalmente son valores no sincrónicos, al revisar la grafica se nota una gran presencia de picos no sincrónicos en los espectros correspondientes a los rodamientos con un daño avanzado 3 y 4, y en orden descendente se encuentra en segundo lugar los rodamientos con picadura 5 y 6 y por últimos los rodamientos que no presentan fallas inducidas 1 y 2.

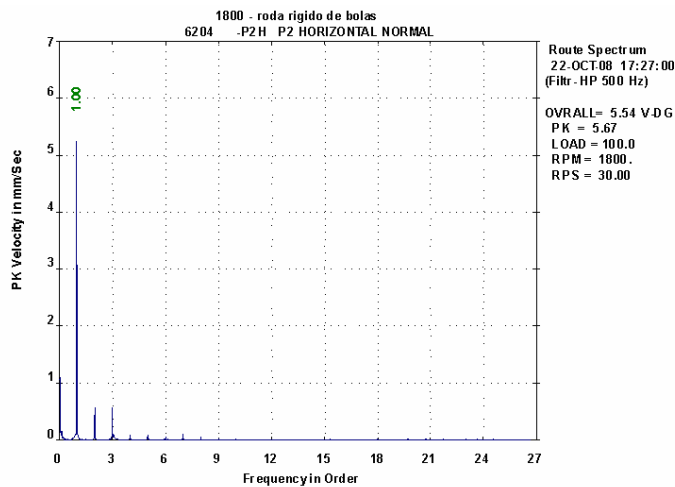
6.5.1.1. Rodamiento 6204 condición normal. A continuación se presentan los espectros y ondas de tiempo obtenidas para los rodamientos 6204 sin falla inducida.

Figura 132. Espectro rodamiento 6204, P1H, 1800 rpm quinta medición.



Este espectro obtenido para el rodamiento rígido de bolas en velocidad coincide con lo descrito en la teoría para un rodamiento en buen estado para este no se presentan eventos a media y alta frecuencia solo aparecen picos a baja frecuencia y todos son armónicos de la velocidad de giro 1X.

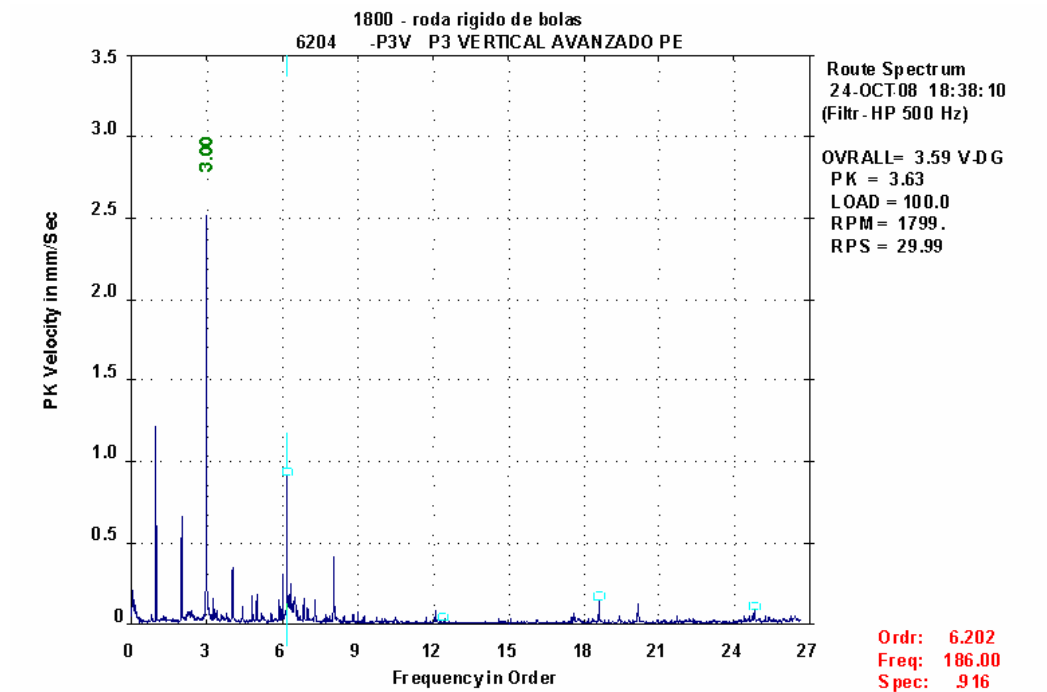
Figura 133. Espectro rodamiento 6204, P2H, 1800 rpm quinta medición.



Este es el espectro para el rodamiento ubicado en el punto 2 también sin falla inducida, este presenta las mismas características que el espectro para el punto 1 pero con variación en las amplitudes.

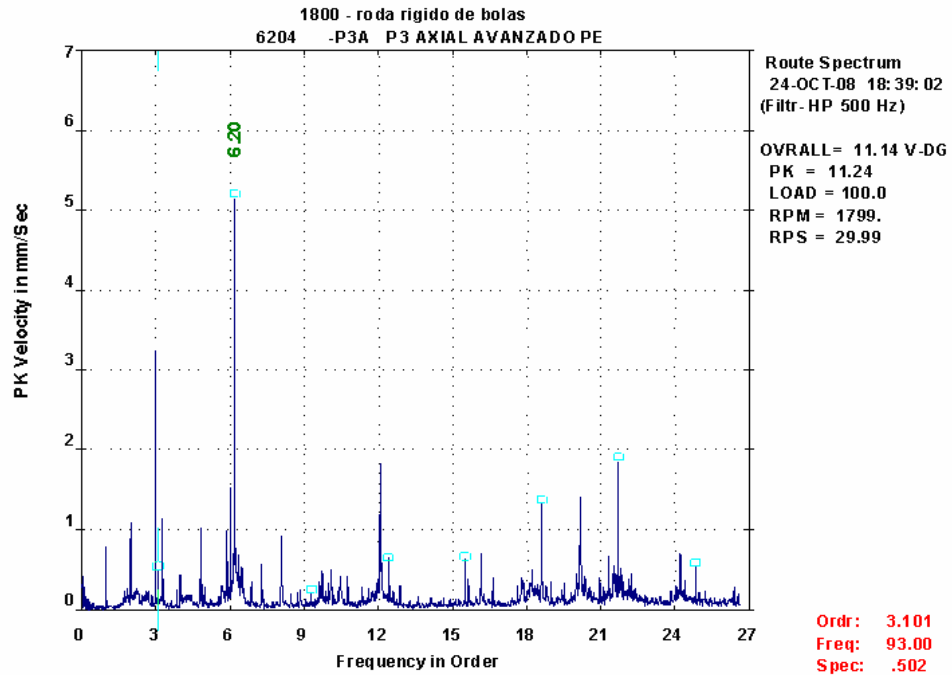
6.5.1.2. Rodamiento 6204 daño avanzado.

Figura 134. Espectro rodamiento 6204, P3V, 1800 rpm quinta medición.



Este espectro correspondiente al punto 3 vertical muestra la aparición de picos no sincrónicos lo que da un primer indicador de falla en los rodamientos, el daño inducido a este rodamiento se clasifico como avanzado y en el espectro de velocidad se visualiza picos al 2x, 6x, y 8x BPFO lo que muestra un deterioro marcado en la pista externa

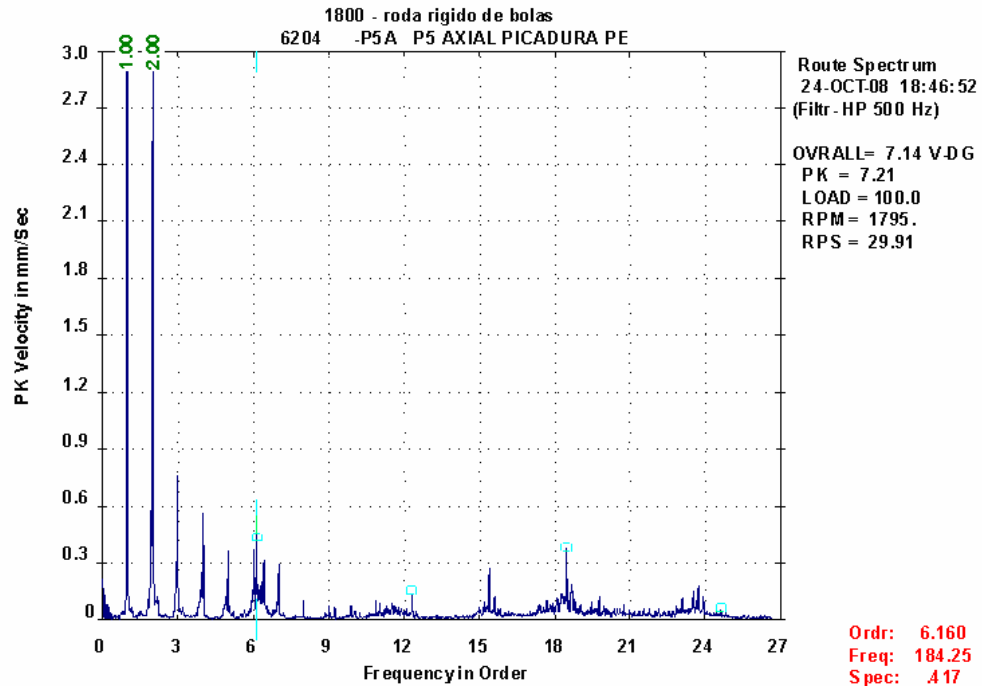
Figura 135. Espectro rodamiento 6204, P3A, 1800 rpm quinta medición.



En el espectro del punto 3 axial se nota mas claramente la aparición de la frecuencia de falla correspondiente a la pista exterior aparte que se nota un incremento de la energía de piso, aunque no son claras las bandas laterales alrededor de los armónicos de las frecuencias de falla lo cual enmarca la teoría como indicador de daño avanzado, la aparición de picos sincrónicos hasta un numero alto de armónicos puede indicar un desajuste marcado en el rodamiento, lo que coincide con lo planteado en la teoría.

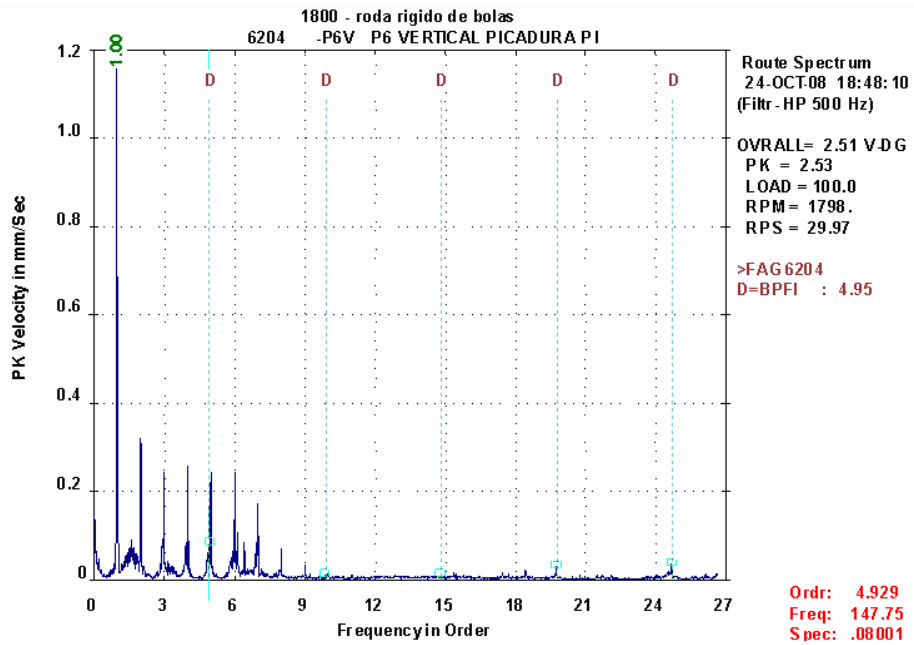
6.5.1.3. Rodamiento 6204 picadura. La picadura, según la teoría es la etapa de falla inicial del descascarado, debido al crecimiento de las micro grietas presentes en el materia de las pistas o los elementos rodantes.

Figura 136. Espectro rodamiento 6204, P5A, 1800 rpm quinta medición.



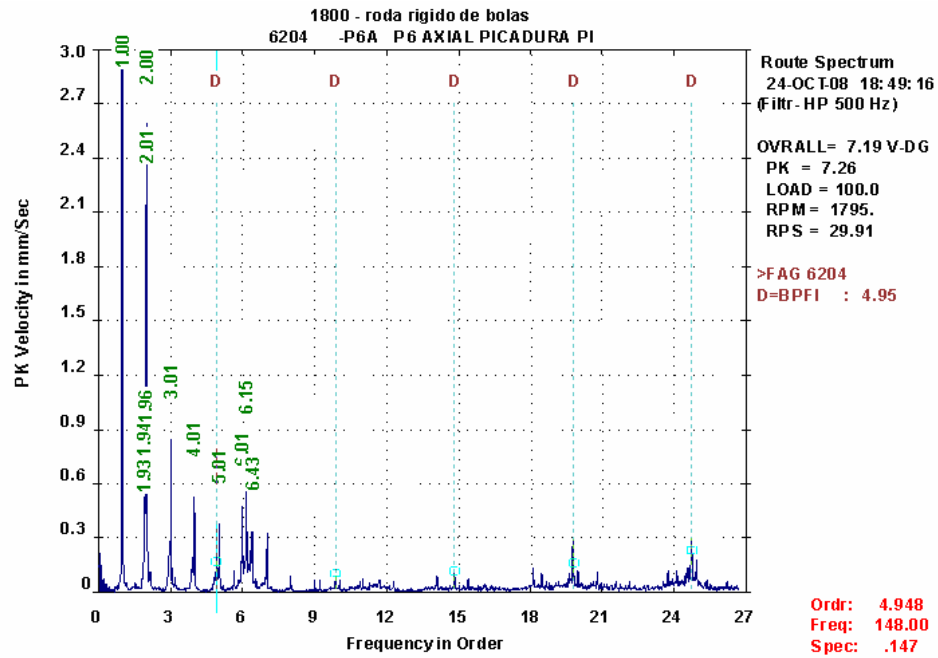
El espectro que se presenta en la figura representa el punto 5 axial para un espectro característico de un rodamiento con una picadura en la pista externa, en este caso se muestran picos al 2X, 4X, 6X BPFO y un leve incremento en la energía de piso proporcional a la gravedad del defecto que para este caso es una picadura.

Figura 137. Espectro rodamiento 6204, P6V, 1800 rpm quinta medición.



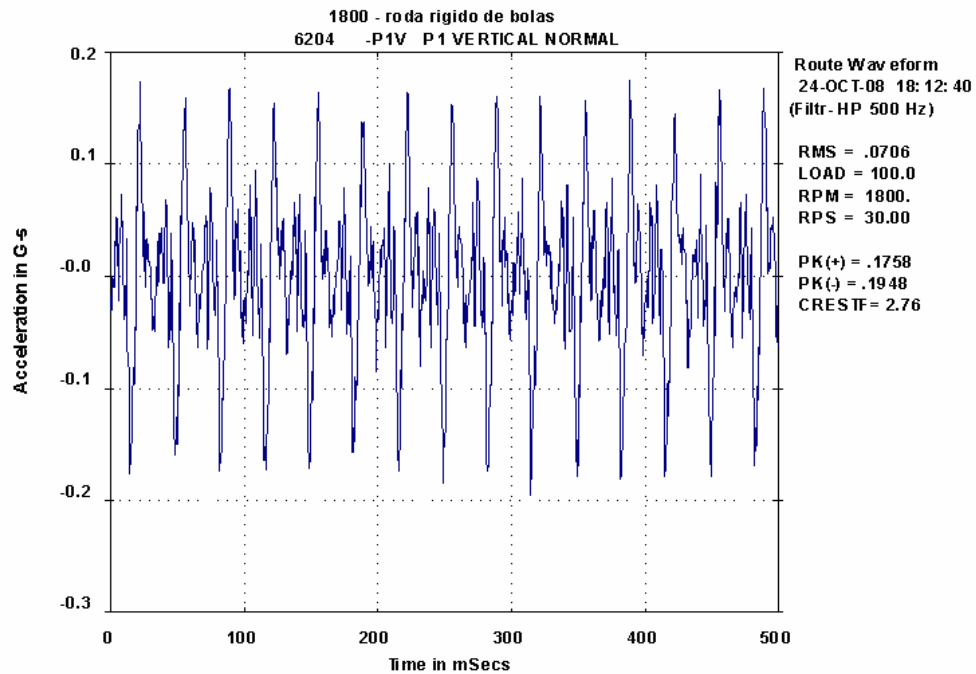
Para el caso en el que el defecto se presenta en la pista interna es más difícil su identificación como se muestra en la figura que corresponde al punto 6 vertical, en este caso el pico armónico de BPMFI con mayor amplitud corresponde al 5X, pero sigue siendo de muy baja amplitud, esto es debido a que la señal debe viajar a lo largo de todo el rodamiento pasando a través de los elementos rodantes hasta la pista externa donde se ubica el sensor, además si se presentan eventos de baja frecuencia con una mayor amplitud estos no permiten la visualización clara de los picos de baja energía provenientes de los impactos en los rodamientos.

Figura 138. Espectro rodamiento 6204, P6A, 1800 rpm quinta medición.



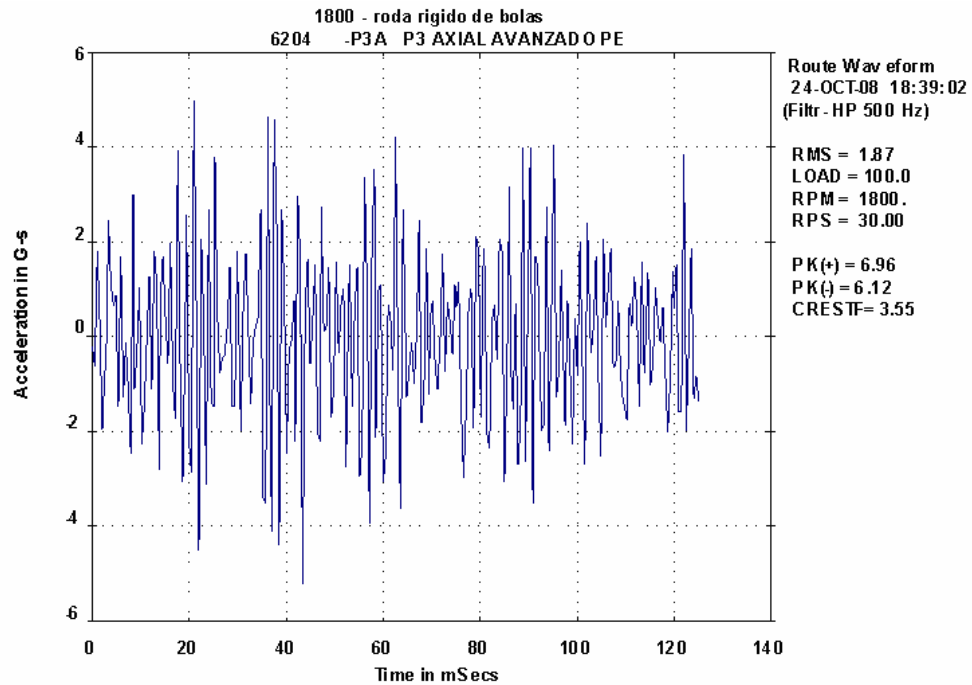
Para el punto 6 axial son un poco más claros los picos al 4Xy 5X de BPFI, con un incremento medio de la energía de piso lo que coincide con la teoría.

Figura 139. Onda de tiempo 6204 P1V, 1800 rpm quinta medición.



Esta onda de tiempo correspondiente al punto 5 vertical representa un rodamiento sin falla el indicador mas claro es que la forma de onda es periódica y no presenta impactos. El indicador escalar mas representativo en el análisis del dominio del tiempo es el factor de cresta que para este caso es de 2,73 bastante bajo comparado con valores por encima de cuatro que representan factores de cresta correspondientes a rodamientos con falla como se vera mas adelante.

Figura 140. Onda de tiempo rodamiento 6204, P3A, 1800 rpm quinta medición.



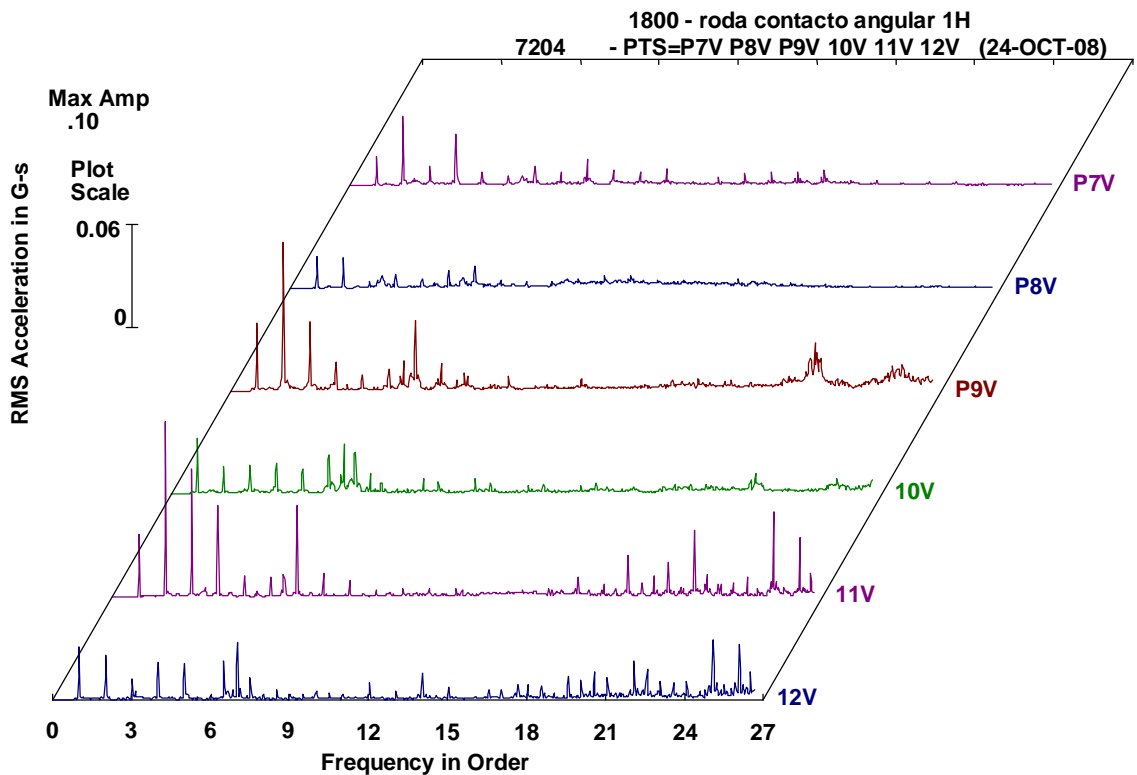
Esta onda de tiempo representa la señal proveniente de un rodamiento con un daño avanzado se notan claramente las modulaciones, la presencia de impactos, y los eventos transitorios, indicadores claves para diagnosticar fallas en rodamientos, es claro también el incremento en el factor de cresta. En el análisis de esta forma de onda se puede visualizar la presencia de defectos en el rodamiento pero es difícil diagnosticar que elemento del rodamiento es el que está fallando.

6.5.2. Resultados obtenidos para el rodamiento de contacto angular de una hilera 7204.

Tabla 41. Condición de falla rodamientos 7204.

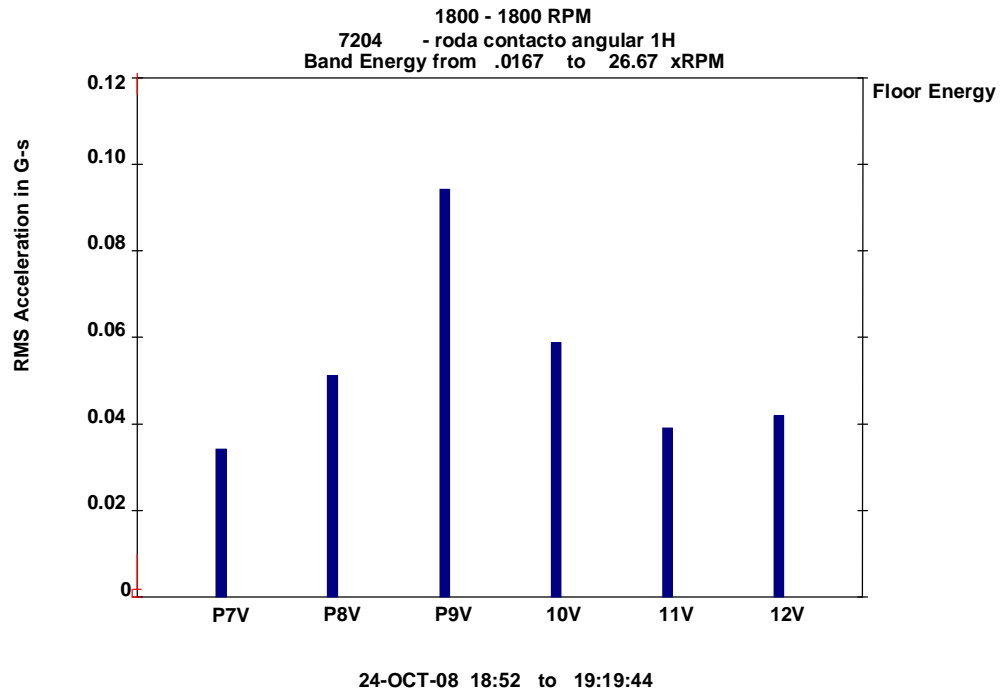
| Punto | condición de falla |
|-------|--------------------|
| P7V | Normal |
| P8V | Normal |
| P9V | Intermedio |
| P10V | Intermedio |
| P11V | Avanzado |
| P12V | Avanzado |

Figura 141. Comparación de espectros rodamiento 6204, 1800 rpm quinta medición.



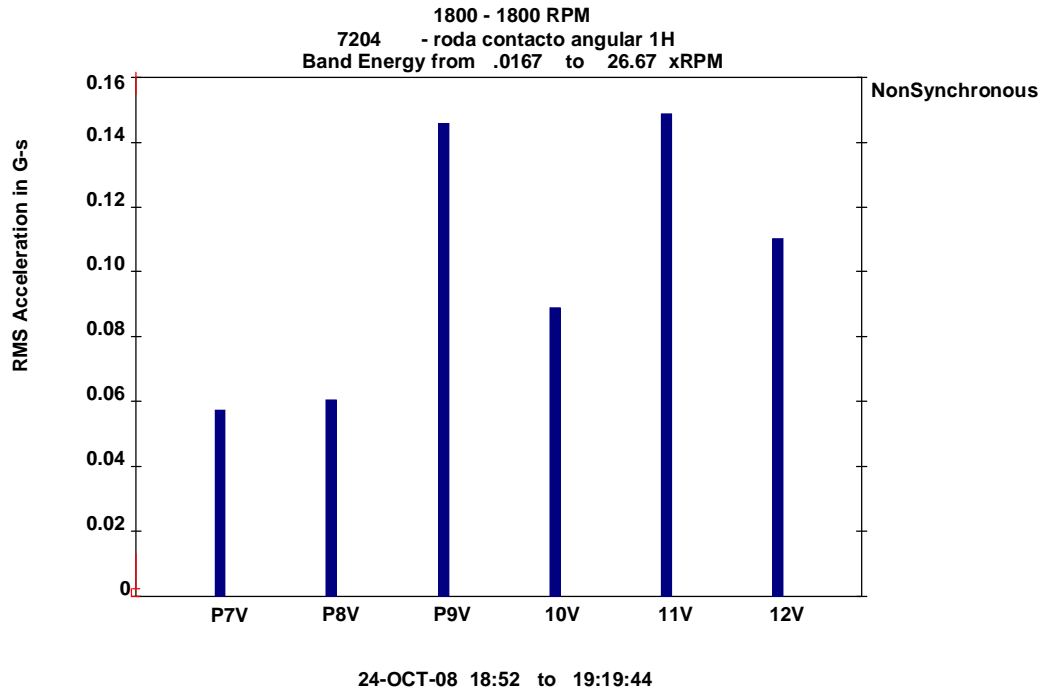
La diferencia mas clara es que para los rodamientos sin falla no se presentan eventos en la parte alta del rango de frecuencias definido, y solo se visualizan picos armónicos de la velocidad de giro es decir sincrónicos. La energía de picos se incrementa para los rodamientos que presentan alguna falla inducida.

Figura 142. Grafico de energía de piso, rodamiento 7204, 1800 rpm quinta medición.



En el grafico de energía de piso es claro que los valores mas altos de este parámetro se presentan para los rodamientos con un daño intermedio, es mas comparados los valores para los rodamientos sin falla y los rodamientos con daño avanzado se encuentran por el mismo orden lo que es contradictorio con la teoría, esta situación se podría explica al ser este un tipos de rodamiento con bastante juego interno y así aun cuando el rodamiento se encuentre con sus elementos en buenas condiciones el juego excesivo produce un incremento en la energía de piso como se puede ver en el anexo 10.

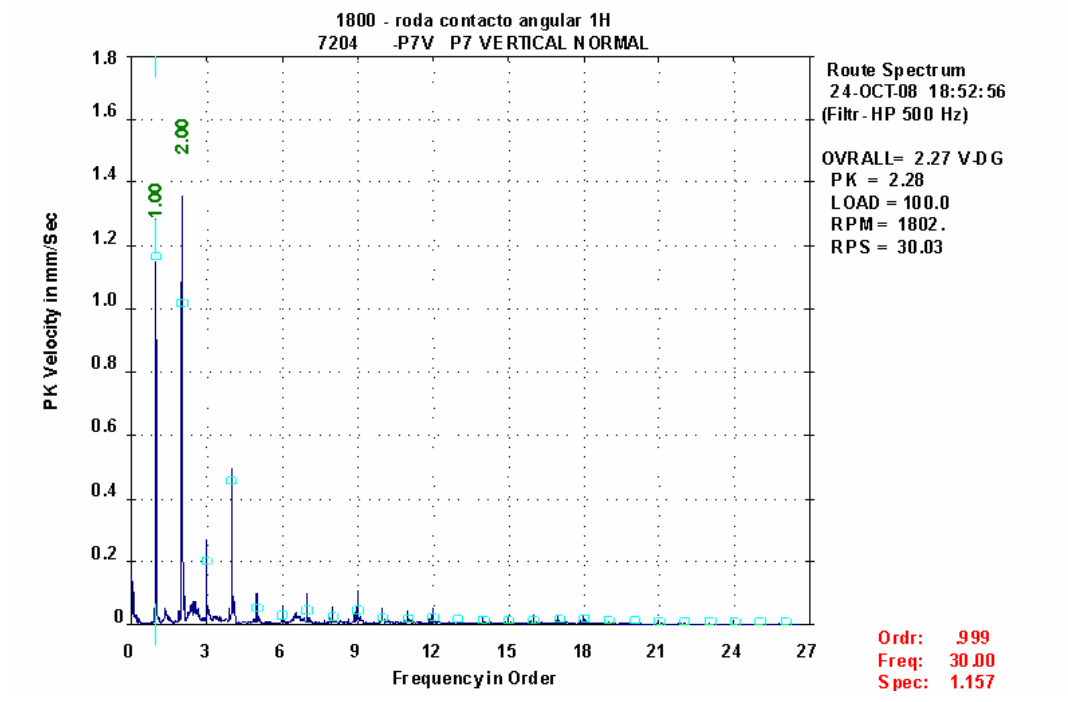
Figura 143. Grafico de picos no sincrónicos rodamiento 7204, 1800 rpm quinta *medición*.



El grafico de picos no sincrónicos es bastante claro en la diferencia entre un rodamiento sin falla y un rodamiento dañado pero es difícil diferenciar entre diferentes estados de daño ya que presentan valores similares tanto para un rodamiento con daño intermedio como para un rodamiento con daño avanzado

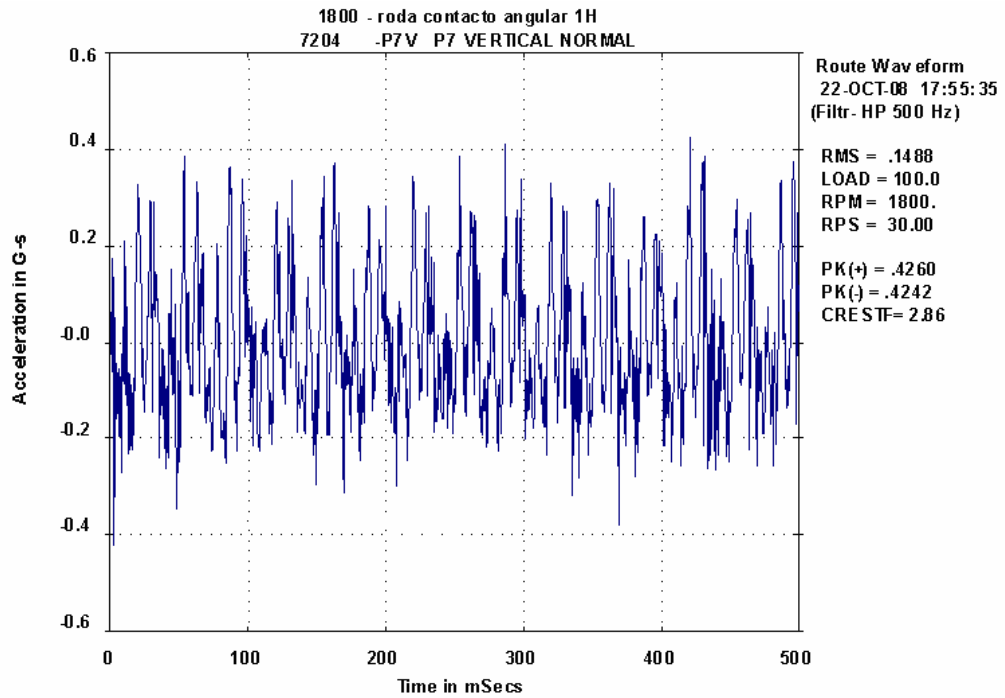
6.5.2.1. Rodamiento 7204 condición normal.

Figura 144. Espectro rodamiento 7204, P7V, 1800 rpm quinta medición.



Al igual que para los rodamientos 6204 el principal indicador de que estos rodamientos se encuentran en buenas condiciones es la ausencia total de picos no sincrónicos, como se ve en el espectro existe actividad de baja frecuencia correspondiente a fallas como un pequeño grado de desalineamiento, y acompañadas de algunos armónicos de la frecuencia de rotación, si se analiza un espectro de este tipo y se compara con la teoría este coincide con lo que esperaríamos el analista en esta etapa de uso del rodamiento.

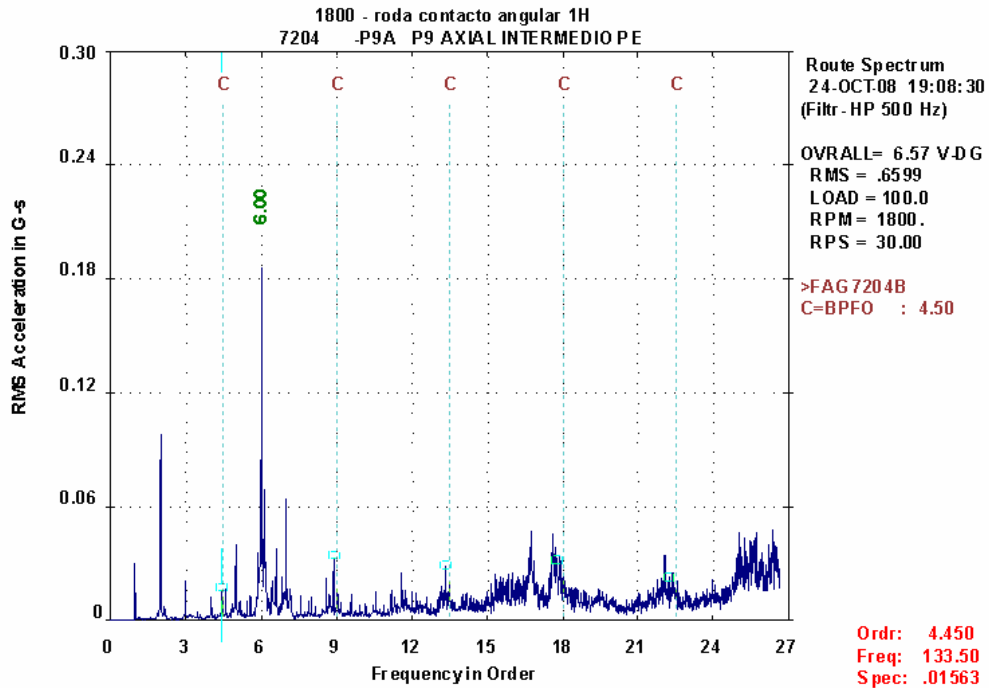
Figura 145. Onda de tiempo rodamiento 7204, P7V, 1800 rpm quinta medición.



Esta onda de tiempo corresponde al mismo punto 7V el cual presenta una condición normal esta onda de tiempo presenta un patrón armónico que no contiene evidencias de impactos, lo que ratifica que el rodamiento no presenta falla.

6.5.2.2. Rodamiento 7204 daño intermedio.

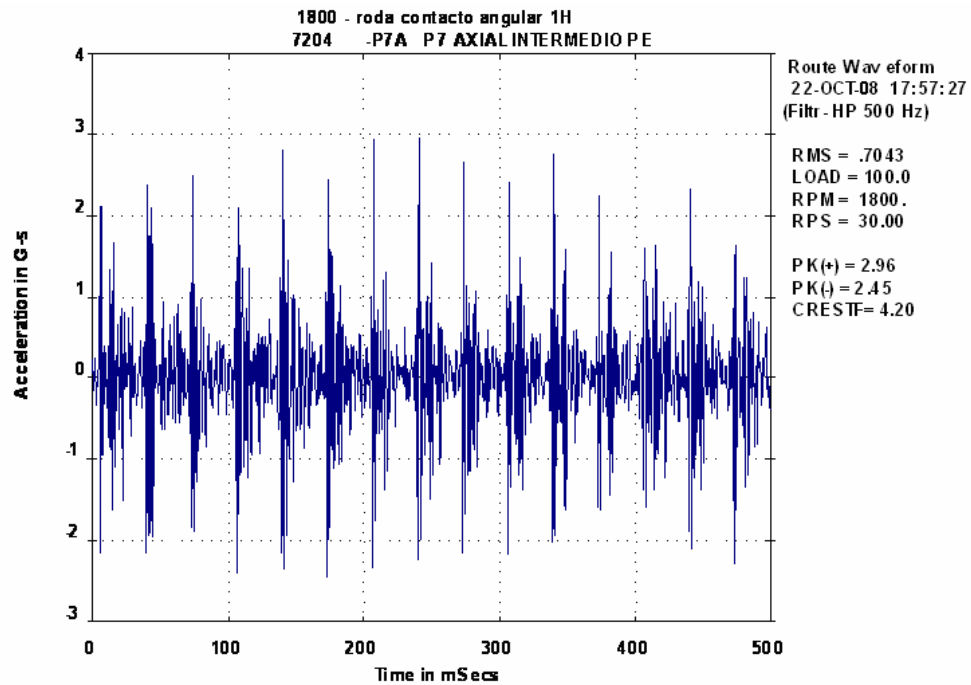
Figura 146. Espectro rodamiento 7204, P9A, 1800 rpm quinta medición.



El espectro obtenido para este rodamiento 7204 con una falla inducida en la pista externa, muestra señales claras que permiten al analista identificar que se esta presentando una falla en los rodamientos el primer indicador es el incremento de la energía de piso y se presentan picos al 1X, 2X, 3X y 4X de BPFO aunque su amplitud nos sea grande sabemos ya que esto es debido a la baja energía que tienen estos comparados con los picos de los eventos de baja frecuencia.

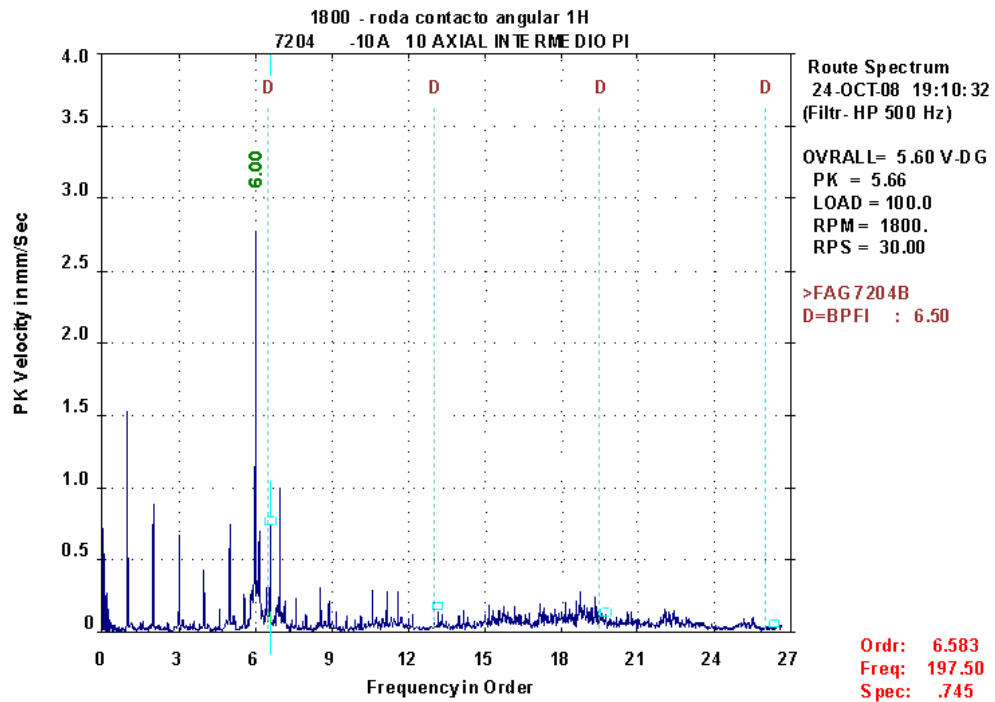
Figura 147. Onda de tiempo rodamiento 7204, P7A, 1800 rpm quinta

medición.



Esta onda de tiempo es bastante clara y coincide exactamente con la teoría, presenta impactos y eventos transitorios que es la onda de tiempo característica de un rodamiento que presenta fallas. El factor de cresta para este caso es de 4,20 este valor de factor de cresta es un valor característico para análisis de fallas en rodamientos, valores de este orden implican algún tipo de daño en los rodamientos.

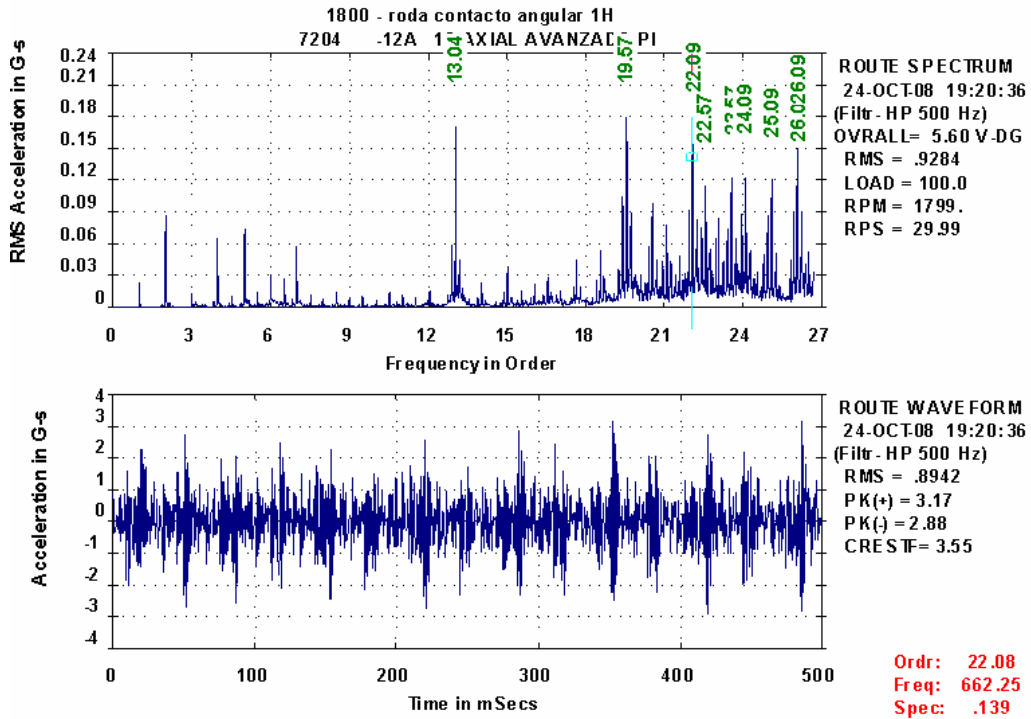
Figura 148. Espectro rodamiento 7204, P10A, 1800 rpm quinta medición.



Para el caso de la falla en la pista interna las amplitudes de los picos presentes en las frecuencias de falla del elemento son aun menores, para este caso en especifico aparece un pico claro a 1XBPFI, los picos a 2X y 3X son de muy baja amplitud y casi desaparecen en el incremento de la energía de piso, el leve incremento de la energía de piso indica también cierto grado de degradación del rodamiento, aparecen también en el espectro diferentes picos no sincrónicos que pueden corresponder la holgura excesiva que presenta este tipo de rodamiento.

6.5.2.3. Rodamiento 7204 daño avanzado.

Figura 149. Espectro y onda de tiempo rodamiento 7204, P12A, 1800 rpm quinta medición.



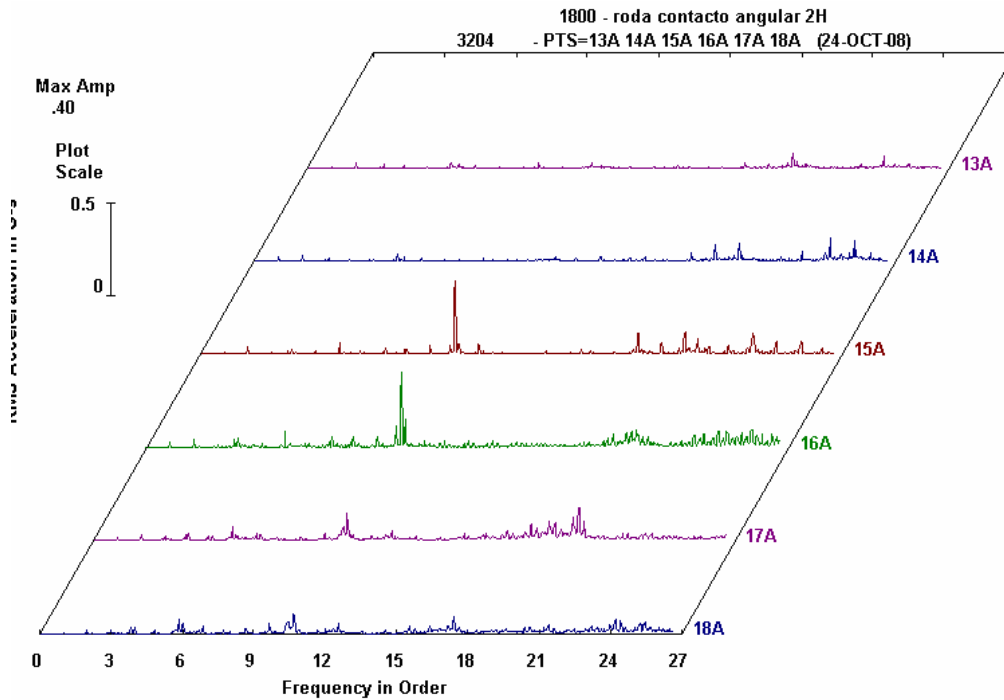
En el espectro obtenido para este punto el 12 axial se encontró la aparición de gran cantidad de picos no sincrónicos y gran actividad en el rango alta frecuencia de nuestro espectro pero no era clara la aparición de la frecuencia de falla correspondiente a la pista interna que era donde se había inducido la falla por esto se hizo necesario complementar la presentación con la onda de tiempo la cual despejó por completo las dudas ya que muestra un patrón muy claro de impactos y evento transitorios, señal clara de presencia de un defecto en el rodamiento, aunque no fue posible diagnosticar que el defecto se encontraba en la pista interna.

6.5.3. Resultados Obtenidos para el rodamiento de contacto angular de dos hileras referencia 3204.

Tabla 42. Condición de falla rodamientos 3204.

| Punto | condición de falla |
|-------|--------------------|
| P13A | Normal |
| P14A | Normal |
| P15A | Picadura |
| P16A | Picadura |
| P17A | Intermedio |
| P18A | Intermedio |

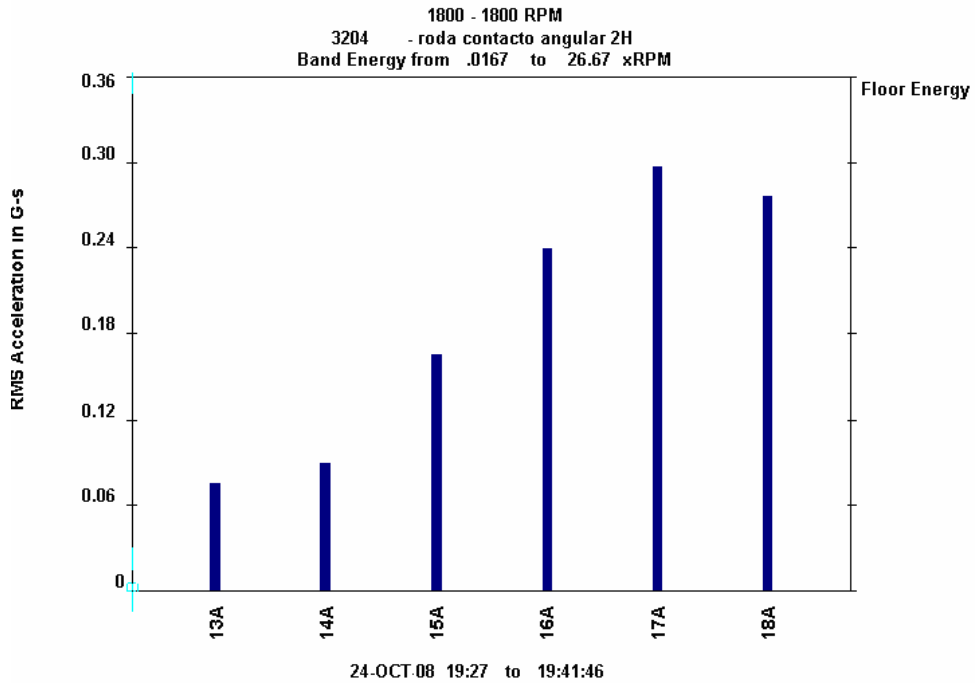
Figura 150. Comparación de espectros rodamiento 3204, 1800 rpm quinta **medición**.



Para el caso del rodamiento de contacto angular de dos hileras no es tan clara la diferencia entre las distintas etapas de falla. Aunque los punto 15 y 16 presentan una picadura, la amplitud de los picos supera los encontrados en los puntos 17 y 18 cuyo daño es intermedio, y para los puntos 13 y 14 se alcanzan

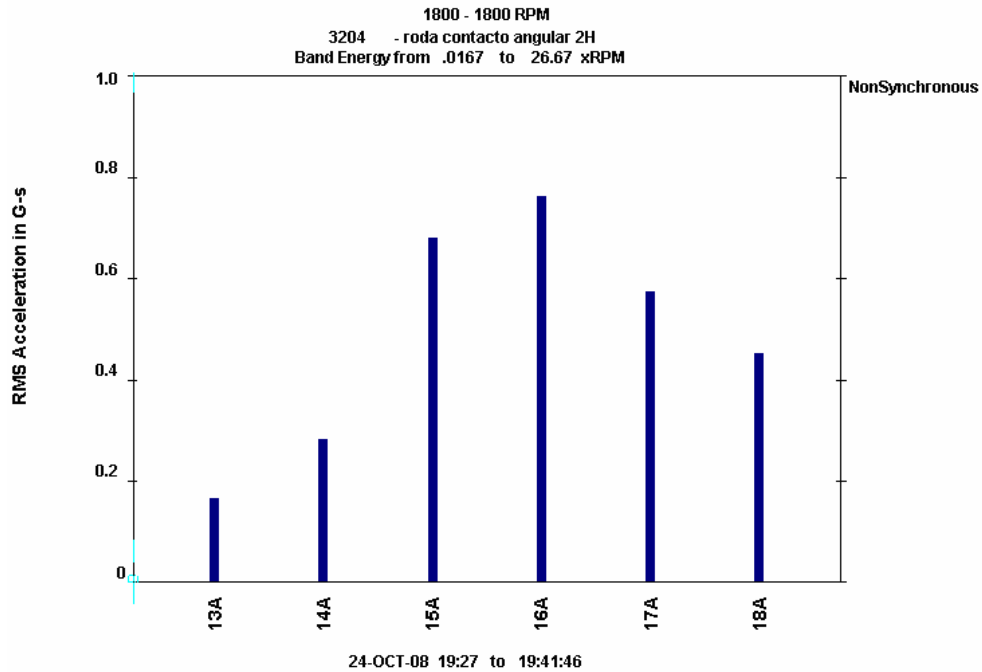
a visualizar unos pequeños picos, pero comparado con los demás su amplitud es menor.

Figura 151. Grafico de energía de piso rodamiento 3204, 1800 rpm quinta medición.



El grafico de energía de piso es claro al mostrar una tendencia ascendente desde valores bajos para rodamientos sin falla, puntos 13A y 14A valores intermedios para los rodamientos que presentan picadura, 15A y 16A, y por ultimo los valores mas altos para los rodamientos con daño intermedio 17A y 18A.

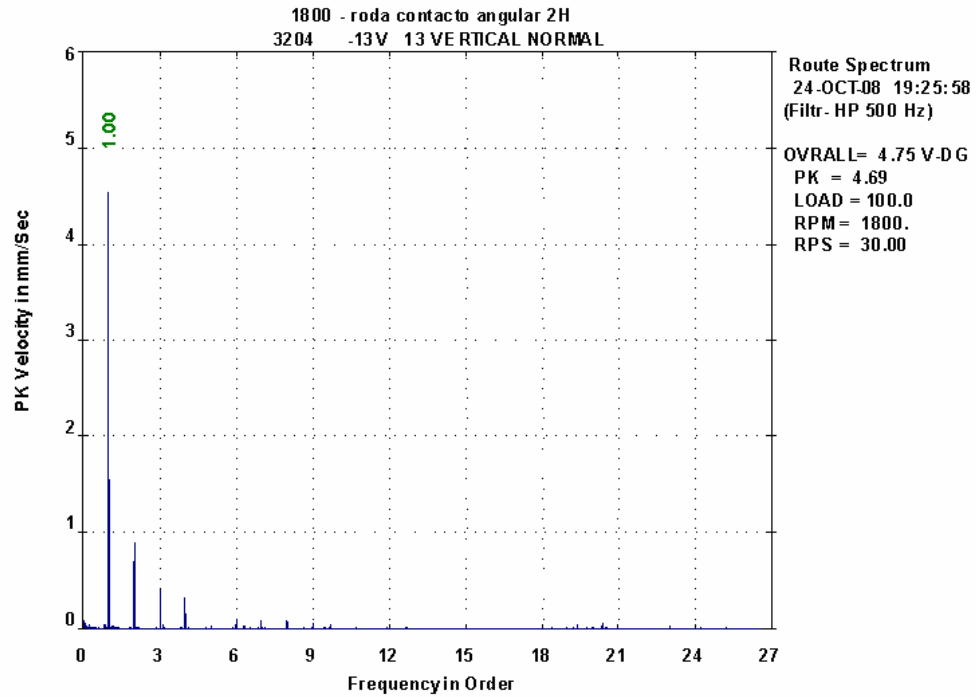
Figura 152. Grafico de picos no sincrónicos rodamiento 3204, 1800 rpm quinta medición.



El cuadro comparativo de picos no sincrónicos nos brinda información valiosa, primero muestra un incremento en los picos no sincrónicos para los rodamientos con falla 15, 16, 17, y 18, pero muestra una disminución para el daño intermedio comparando con la picadura lo que nos dice que al incrementarse el daño crece la energía de piso que puede llegar a ocultar parte de los picos no sincrónicos que han aparecido en etapas previas del daño.

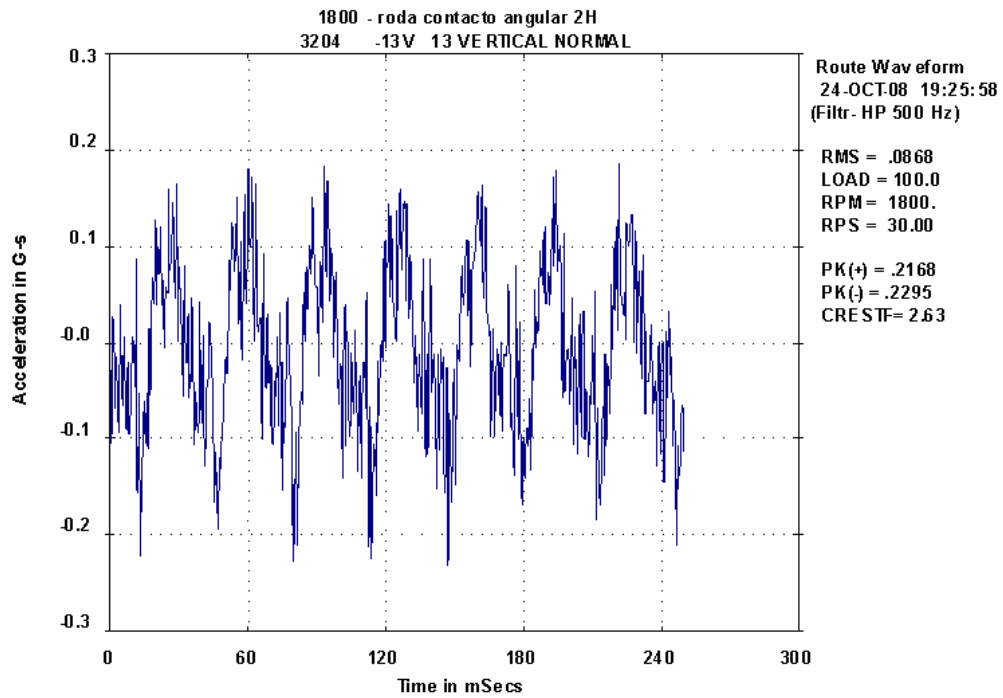
6.5.3.1. Rodamiento 3204 condición normal.

Figura 153. Espectro rodamiento 3204, P13V, 1800 rpm quinta medición.



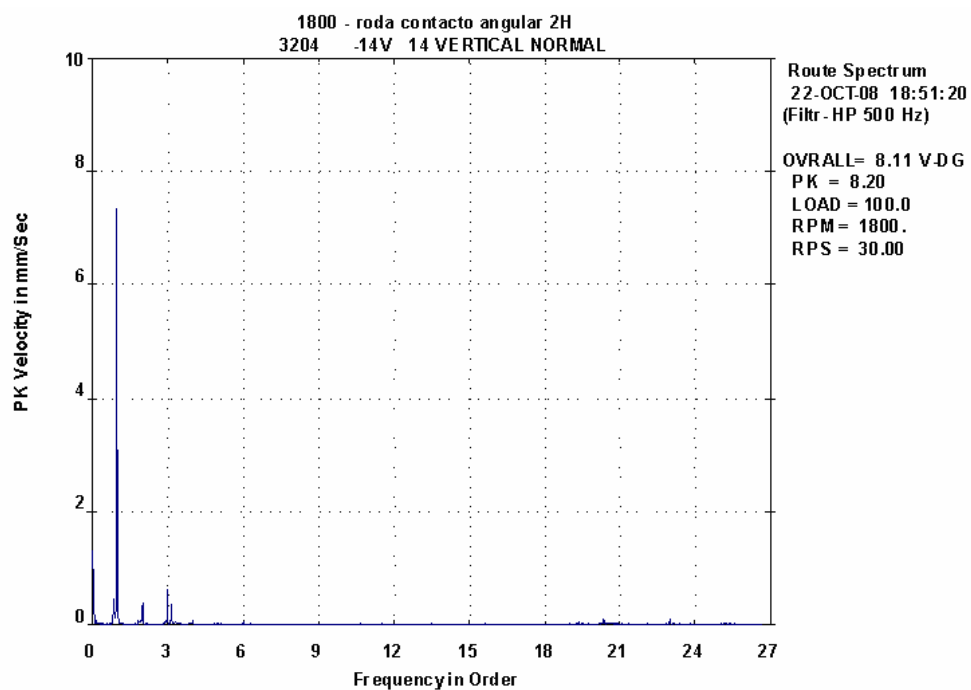
El espectro obtenido para el rodamiento de contacto angular de dos hileras de referencia 3204 no difiere de los obtenidos para los demás rodamientos sin falla inducida muestra actividad en la zona de baja frecuencia producto de defectos tales como desalineamiento, y en la zona de frecuencia de defectos de rodamientos no se aprecian picos.

Figura 154. Onda de tiempo rodamiento 3204, P13V, 1800 rpm quinta medición.



La onda de tiempo obtenida para el mismo punto anterior con un rodamientos sin falla inducida muestra una onda bastante armónica salvando las imperfecciones de la onda producidas otros daños de baja frecuencia pero en ningún caso muestra impactos que es el primer indicador de daño en rodamientos por lo que nos permite decir que el rodamiento no se encuentra dañado.

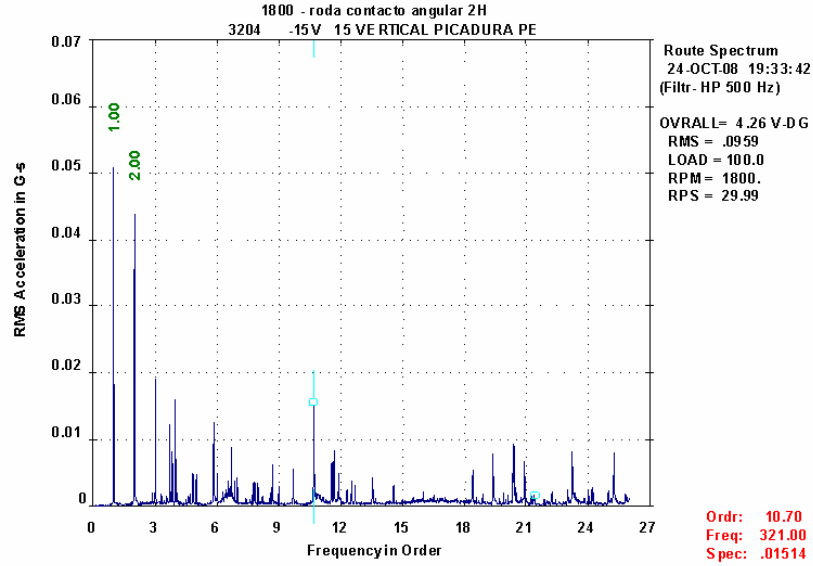
Figura 155. Espectro rodamiento 3204, P14V, 1800 rpm quinta medición.



Este es el espectro obtenido para el otro rodamiento de ese mismo eje el cual tampoco presenta fallas inducidas, y en su forma general coincide con el punto anterior y así mismo con lo descrito e la teoría.

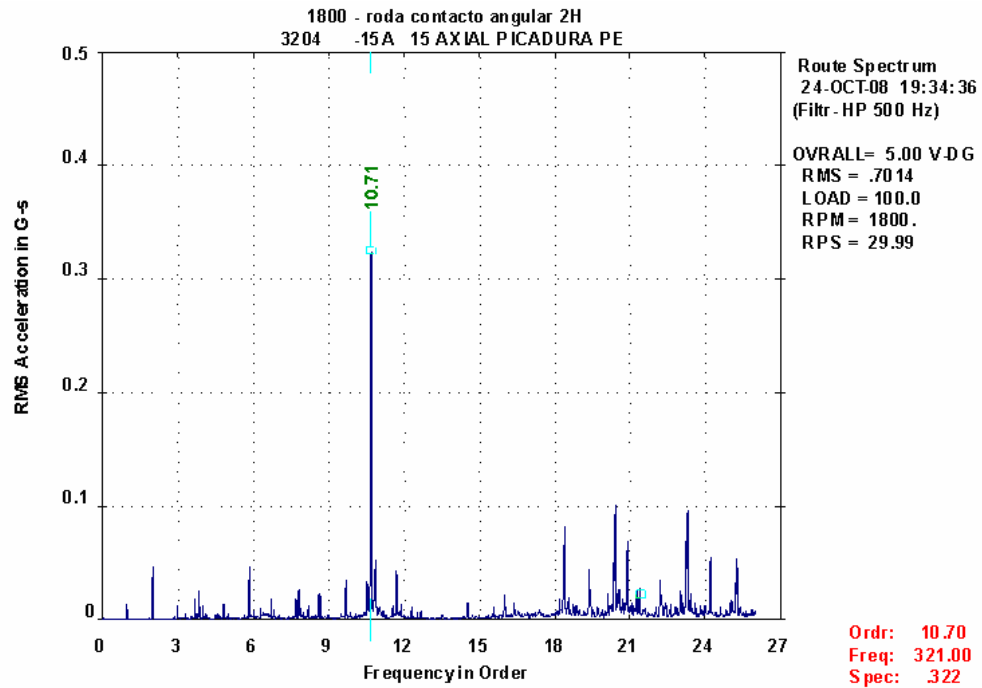
6.5.3.2. Rodamiento 3204 picadura.

Figura 156. Espectro rodamiento 3204, P15V, 1800 rpm quinta medición.



Este espectro correspondiente al punto 15 el cual presenta una picadura en su pista externa como lo permite visualizar la aparición de un pico BPF0.

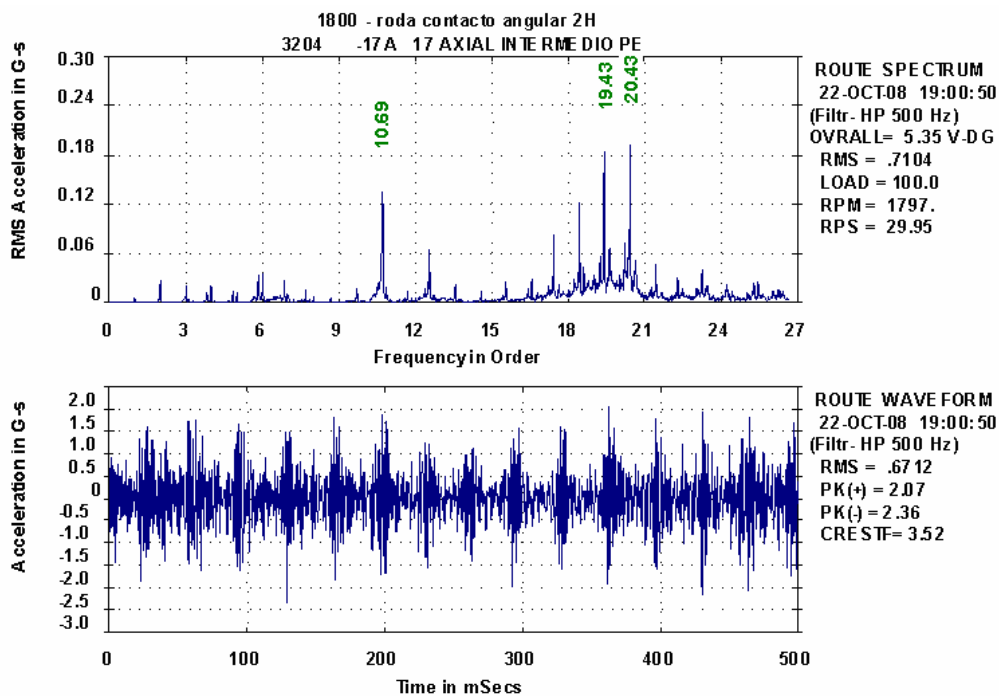
Figura 157. Espectro rodamiento 3204, P15A, 1800 rpm quinta medición.



En el espectro del mismo punto en la dirección axial aumenta su amplitud esto debido a que este es un rodamiento de contacto angular y soporta carga axial.

6.5.3.3. Rodamiento 3204 daño intermedio.

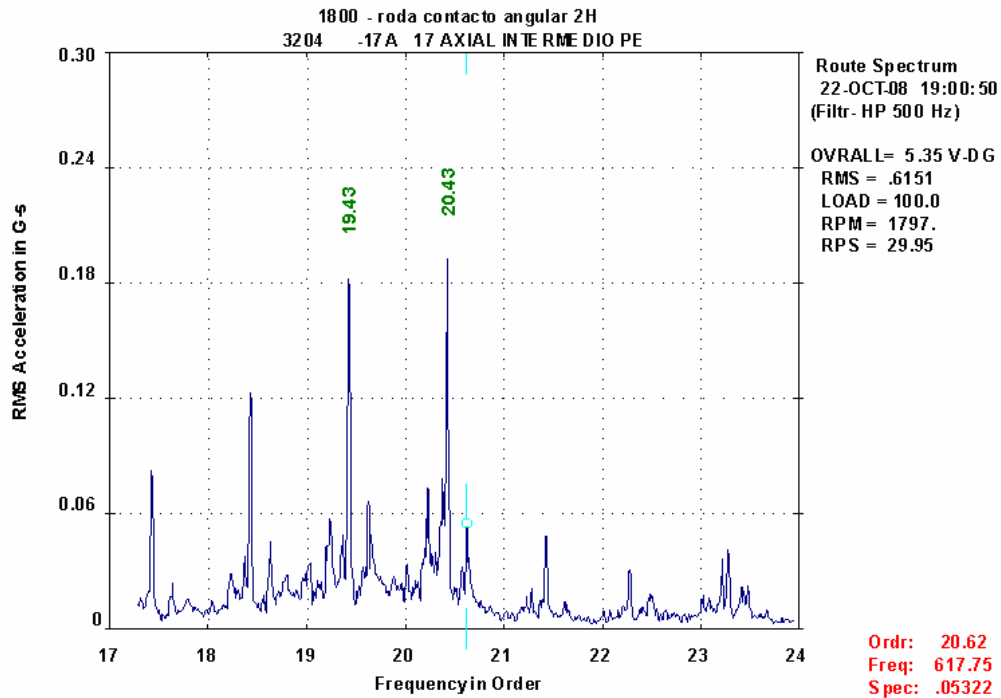
Figura 158. Espectro y onda de tiempo rodamiento 3204, P17A, 1800 rpm quinta medición.



En este espectro es clara la aparición de un pico prominente a la frecuencia de 10.69X este no es el valor exacto de BPFO pero se encuentra en el rango para este caso se asume que este valor corresponde a esta frecuencia ya que en la base de datos de fabricantes del programa no se encuentra esta referencia de rodamiento este pico da la indicación de un daño marcado en la pista externa, pero para este también se muestra, en mucha menor intensidad pico a la frecuencia de falla de la pista interna y dos picos no sincrónicos a 19.43x y 20.43x, aunque como se dijo estos picos no coinciden exactamente con las frecuencias de falla la forma del espectro coincide con la teoría, para salir de dudas se presenta la onda de tiempo para el mínimo punto donde se ve

claramente el patrón correspondiente a fallas en rodamientos con la aparición de impactos y eventos transitorios.

Figura 159. Espectro rodamiento 3204, P17A, 1800 rpm quinta medición.



Para poder inducir las fallas en estos rodamientos se tuvo que dañar la canastilla por ambos lados del rodamiento, según la teoría es normal que la frecuencia de falla de la canastilla aparezca en el espectro como bandas laterales alrededor de la frecuencias de falla de las pistas en este caso se nota una modulación clara alrededor de todos los picos en el espectro luego de analizar se logro identificar que esta frecuencia corresponde a la mitad de la frecuencia de falla de la canastilla esto se debe a la ubicación de los dos defectos realizados en la canastilla, por cada uno de los lados se daño la canastilla en los espacios consecutivos entre las bolas esta es la razón por la cual la frecuencia que aparece en el espectro es la mitad de FTF.

Figura 160. Espectro rodamiento 3204, P18A, 1800 rpm quinta medición.

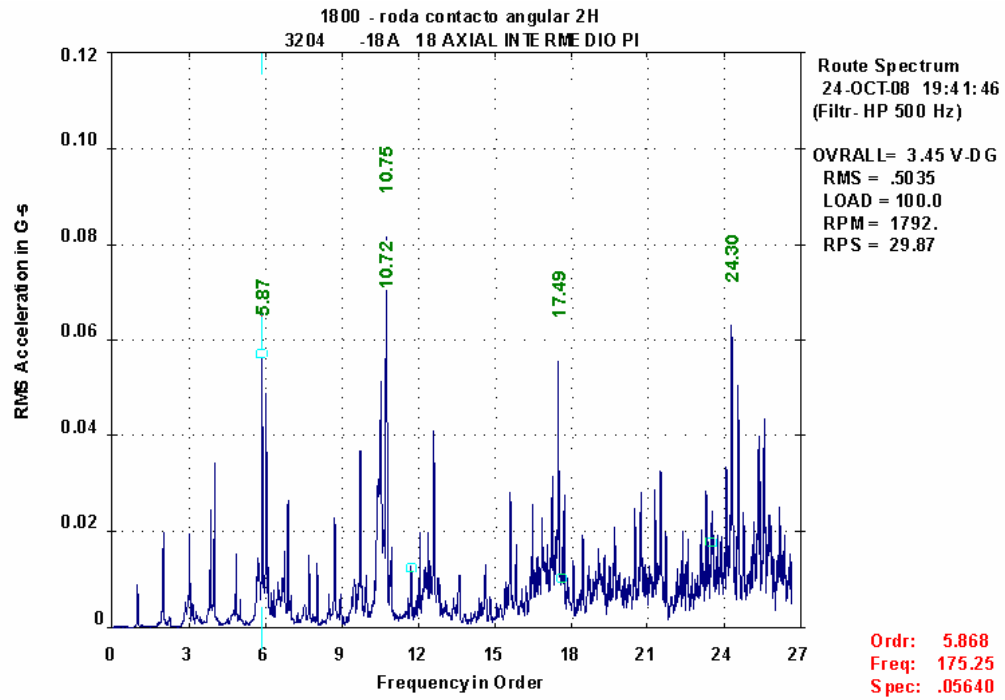
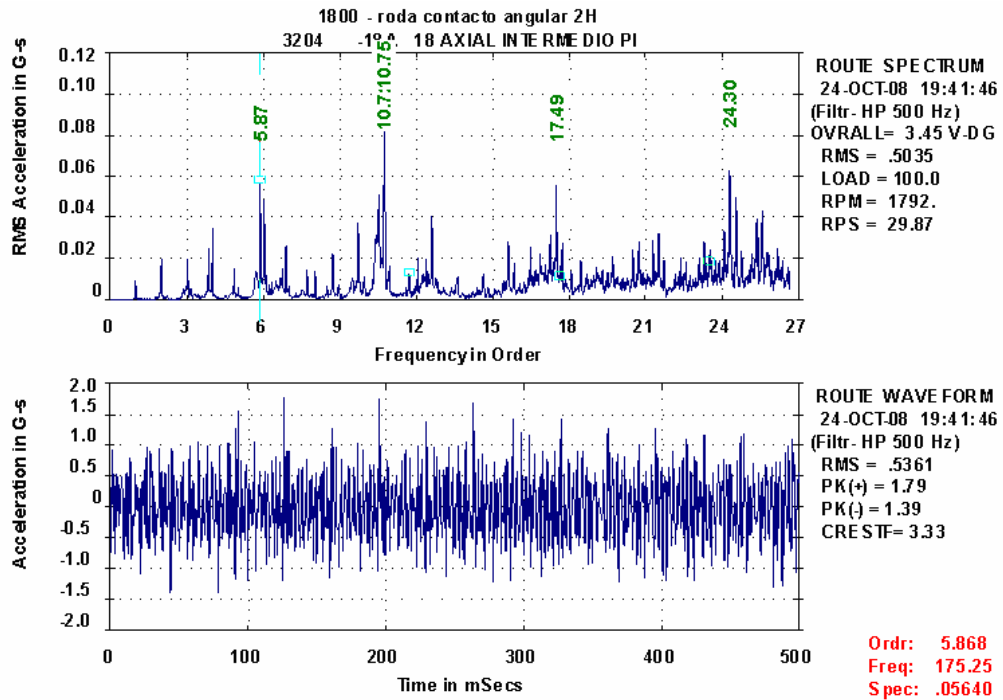


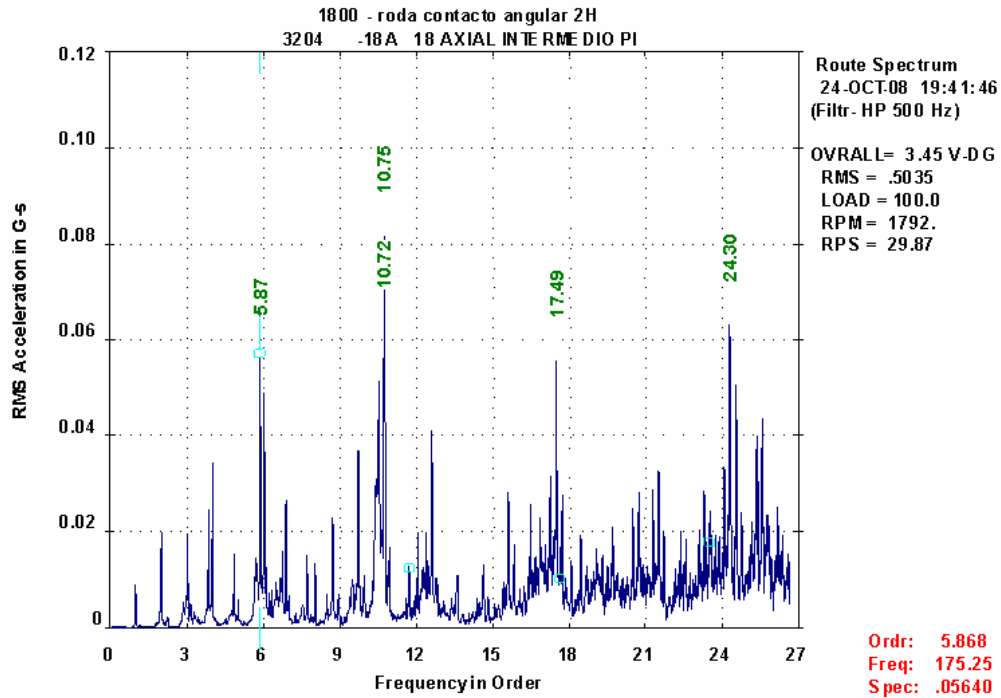
Figura 161. Espectro y onda de tiempo rodamiento 3204, P18A, 1800 rpm quinta medición.



Para el caso de los puntos axiales y los daños en la pista interna se nota un pico claro a esta frecuencia de falla pero también aparece un pico a la

frecuencia de falla de la pista externa que es de mayor amplitud que el de las pista interna, puede ser que después del uso la falla en el rodamiento halla evolucionado y se encuentren dañadas las dos pista, el incremento de la energía de piso también muestra deterioro marcado en el rodamiento, la onda de tiempo no es tan clara aunque se notan los impactos.

Figura 162. Espectro rodamiento 3204, P18A, 1800 rpm quinta medición.



6.6. ANÁLISIS DE RESULTADOS.

Las fallas en rodamientos presentan las siguientes características fundamentales:

1. presentan armónicos de los picos no sincrónicos
2. pueden producirse puntos prominentes de energía de banda amplia
3. la forma de la onda de tiempo presenta impactos.
4. las etapas tempranas de los defectos producen amplitudes bajas de vibración; la característica de la vibración y la forma de la onda de tiempo ayudan a diagnosticar los defectos.

- la diferencia más representativa entre los espectro de rodamientos sin falla y los que presentan falla es la aparición de picos no sincrónicos en los espectros correspondientes a los rodamientos con falla lo que concuerda con la teoría ya que las frecuencias de falla son netamente no sincrónicas, aunque puede existir confusión con valores muy cercanos a múltiplos enteros de la velocidad de giro, también se notó que es difícil que los picos coincidan exactamente con los valores de frecuencia de falla calculados ya sea con las formulas o por medio del programa esto es debido a la variación de la carga y el empuje axial y a la presencia de otras fallas en el banco experimental.
- Resultó complicado identificar picos claros a las diferentes frecuencias de falla, pero si es clara la tendencia y la forma general del espectro y de la onda de tiempo. En la industria es normal realizar aproximaciones de las frecuencias de falla en función del número de elementos rodantes, y verificar en el espectro frecuencias cercanas a estos valores o sus armónicos, en este aspecto la experimentación coincidió con lo expresado en la teoría.
- Se comprobó la dificultad para obtener picos en el espectro para los rodamientos con falla en la pista interna ya que para estos la señal tiene que viajar a lo largo de todo el rodamiento, por esta razón para falla en pista interna el principal indicador fue la aparición de picos no sincrónicos, e impactos en la onda de tiempo, para realizar análisis mas detallado de estas fallas en pista interna se hace necesario el uso de otras técnicas como la desmodulación que permitan mejorar el rango dinámico de la medición ya que estas señales son de baja energía y en presencia de otras de mas energía son casi imperceptibles, en este caso las señales de los defectos de baja frecuencia las ocultan en el espectro.

- El comportamiento en las diferentes etapas de falla, de los diferentes rodamientos no varía entre ellos simplemente siguen los mismos patrones pero basados en su propia geometría y sus respectivas frecuencias de falla.
- En la experimentación la forma de la onda de tiempo resultó decisiva a la hora de diagnosticar las fallas en los rodamientos analizados, se obtuvieron formas de onda de rodamientos defectuosos que coinciden muy bien con las presentadas en la teoría existente, presentan impactos y se encuentran moduladas ya sea por la frecuencia de giro o por la frecuencia de algún otro elemento del rodamiento.
- Para las diferentes velocidades que se utilizaron en la fase de experimentación, 600, 1200, 1800 rpm la que más fue significativa es la de los 1800rpm, en esta fue más fácil de detectar el estado real del rodamiento, las señales son más claras ya que existe un número mayor de líneas entre cada armónico de la velocidad de giro lo que permite la visualización de picos no sincrónicos que son potenciales frecuencias de falla.
- Cuando las señales de vibración provenientes de un rodamiento defectuoso son detectadas en un analizador de vibraciones estándar como el utilizado en esta experimentación, el daño en el rodamiento está bastante marcado y la vida útil remanente del rodamiento es bastante corta.
- Para el análisis de fallas incipientes en rodamientos se requiere de equipos con mayores capacidades de procesamiento de señal, como filtrado, análisis de envolvente de aceleración, conteo de pulsos e impactos.

- La principal diferencia encontrada entre el análisis de cada uno de los tipos de rodamiento es la dirección en la cual se obtiene mayor información ya que esta depende de la dirección en la que soporten la carga es así como para los rodamientos de carga radial las direcciones vertical y horizontal brindan mas información mientras para aquellos rodamientos que soportan carga axial la dirección axial permite obtener mayor información.

7. CONCLUSIONES

- Se cumplieron los objetivos propuestos inicialmente, los cuales consistían en el diseño y construcción de un banco experimental, y el análisis de las señales generadas por fallas inducidas en rodamientos, comparar la teoría con la práctica.
- El banco experimental construido permitió el desarrollo de la experimentación, mediante la variación de parámetros de operación y de carga.
- Para la observación del análisis de fallas en rodamientos se variaron parámetros como: la velocidad de rotación, severidad y ubicación del daño; se encontró coherencia con la teoría existente acerca del tema, aunque no se logró aislar la señal de vibración proveniente de los rodamientos y se tuvo que realizar el análisis en presencia de otros defectos.
- Con la utilización de instrumentos de medición, analizador, acelerómetro, foto- tacómetro y el uso del software, se logró el registro, la medición y el análisis de las señales de vibración generadas por los rodamientos.
- En general para los rodamientos analizados, rodamientos rígido de bolas de una hilera, rodamiento de contacto angular de una hilera, y rodamientos de contacto angular de dos hileras; en las condiciones de prueba los resultados experimentales son coherentes con las predicciones teóricas, en estos resultados se ve marcada la tendencia hacia el modelo teórico, aunque la teoría se basa en casos ideales en los cuales solamente los rodamientos presentan fallas, el cual es un caso difícil de encontrar en la realidad ya que al realizar diagnóstico de



maquinaria el analista se verá enfrentado a señales con diferentes componentes debidas a distintas fallas, como fue el caso de esta experimentación.

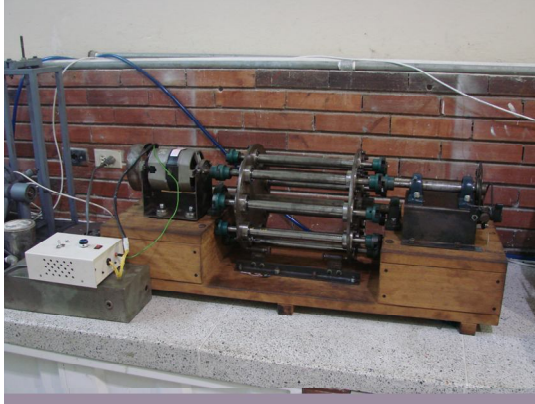
- Existen gran cantidad de técnicas para el diagnóstico de la condición de rodamientos, dentro de estas el monitoreo de la condición por medio de análisis de vibraciones es ampliamente usada, pero para la detección de defectos en etapas incipientes se hace necesario el uso de equipos que permitan la aplicación de técnicas de alta frecuencia como el método de pulsos de choque, la demodulación, y el conteo de pulsos entre otras, ya que cuando se detectan fallas en rodamientos dentro del rango de 0 a 800 Hz, que fue el rango usado en esta experimentación la vida remanente del rodamientos es poca.
- La aplicación del torque como simulación de carga no dio los resultados esperados ya que indujo componentes espectrales dificultando la visualización de las fallas en los espectros, en futuras experimentaciones para la simulación de la carga se recomienda la aplicación de carga radial o axial dependiendo del rodamiento probado esto permitirá que aumente la energía de los impactos en los defectos del rodamientos mejorando su visualización tanto en el dominio de la frecuencia como en el dominio del tiempo.

BIBLIOGRAFÍA

- GARCIA, Alfonso. Vibraciones mecánicas. Ediciones UIS. 1995.
- PINTOR, Jesús M. Elementos de maquinas y vibraciones, Departamento de ingeniería mecánica energética y de materiales Universidad Publica de Navarra, 2000.
- ROJAS, Hernán. Rodamientos I parte, ediciones UIS, 1984.
- VIMECO Ingenieros Ltda. Seminario sobre ingeniería de vibraciones aplicadas a maquinarias rotativas. 1995.
- SKF, Condition monitoring. Análisis de vibraciones I. 1992.
- SAAVEDRA, Pedro. Análisis de vibraciones de maquinas rotativas, nivel 1, bases del mantenimiento predictivo y del diagnostico de fallas en maquinas rotativas. 1996.
- FAIRES, V. M, design of machine elements, 1972.
- HAMROCK B., JACOBSON B., SCHMID S. Elementos de Máquinas. Mc Graw-Hill, 2000.

ANEXO 1. FORMATO PRACTICA DE LABORATORIO

| | | | | |
|---|---|---|---------------|--|
|  |  | UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER ESCUELA DE INGENIERIA MECANICA LABORATORIO DE VIBRACIONES MECANICA ANÁLISIS DE FALLAS EN RODAMIENTOS | | |
| NOMBRE: | CODIGO: | GRUPO: | FECHA: | |
| <p>INTRODUCCION</p> <p>Los rodamientos actúan como fuente de ruido y vibración debido a la variación de defectos que hay. Los defectos en los rodamientos e pueden clasificar en localizados y distribuidos.</p> <p>El hecho de que la distribución de la carga varíe sobre los elementos rodantes a medida que estos giran sobre las pistas de rodadura hace que los rodamientos se comporten por sí mismos en generadores de vibraciones. Este comportamiento puede ser visto en rodamientos geoméricamente perfectos como de rodamientos imperfectos de manufactura, problemas al instalarlos, lubricación y condiciones ambientales inadecuadas u otra factor que ayude a producir desgaste o fatiga.</p> <p>OBJETIVOS</p> <p><u>GENERAL</u></p> <p>Analizar y estudiar las características espectrales de las señales provenientes de rodamientos defectuosos para identificar diferentes estados de deterioro de los mismos.</p> <p><u>ESPECIFICOS</u></p> <ul style="list-style-type: none">• Identificar en el espectro de aceleración las características de la falla que presenta el rodamiento analizado.• Diferenciar el tipo de falla que presenta la pista del rodamiento por inspección, ruido, vibración y temperatura.• Encontrar el valor de las frecuencias de falla de los rodamientos por el método experimental y el método matemático compararlas.• Conocer acerca de las nuevas tecnologías para el análisis de vibración en rodamientos. <p>EQUIPO</p> | | | | |



FUNDAMENTO TEORICO

Rodamientos rígidos de bolas: Este tipo de rodamientos es el más usado, presenta la mejor relación beneficio costo.

Sus caminos de rodadura son profundos y dispuestos de forma simétrica, esta característica lo hace aptos para soportar cargas radiales y axiales en cualquier sentido, incluso a altas velocidades, como desventaja presentan sensibilidad al desalineamiento y deflexión del eje.

Rodamientos de bolas de contacto angular: Existen de una y dos hileras de bolas. En los de una hilera los caminos de rodadura se disponen de manera que la presión ejercida por las bolas se aplique oblicuamente con respecto al eje. Dada esta disposición este rodamiento es apropiado para soportar, aparte de cargas radiales, grandes cargas axiales pero en una sola dirección. Normalmente se usan este tipo de rodamientos en parejas, montados en sentidos opuestos, para que puedan absorber cargas axiales en ambas direcciones.

ANALISIS DE VIBRACIONES APLICADO A RODAMIENTOS DEFECTUOSOS

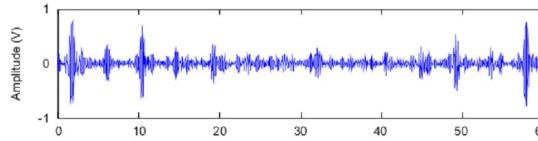
El monitoreo y análisis de vibraciones es una práctica bien establecida en la industria moderna dentro de sus programas de mantenimiento predictivo, este brinda la posibilidad de establecer cuál es el estado o condición de la maquina, y en particular de sus elementos más críticos, previniendo de esta manera fallas catastróficas y paradas imprevistas.

Características de la señal de vibración producida por un rodamiento defectuoso.

Los defectos repetitivos de los rodamientos, son típicas señales vibratorias de baja energía en el rango de alta frecuencia. Las bajas amplitudes se deben a que son provocadas por eventos de naturaleza pequeña, a veces microscópica, y la frecuencia alta obedece a que hay varios impactos por revolución. También porque esas señales son impactos de corta duración, que generan armónicos en rangos de frecuencia muy elevados.

Si un rodamiento tiene un defecto tal como una grieta en una de sus pistas, habrá un impacto cada vez que uno de los elementos rodantes pase sobre ella. Esos impactos excitan la frecuencia natural de vibración del rodamiento y del alojamiento que lo soporta, de la misma forma que una campana suena cuando

es golpeada y la vibración obtenida se ve amortiguada en dependencia de las características del sistema mecánico en cuestión. Esto resulta en una serie de “golpes resonantes” muy cortos que suceden a la velocidad de paso de las bolas.



La forma de onda resultante es un ejemplo de modulación lineal, en la que las frecuencias resonantes se corresponden con la portadora de tal modulación, y la envolvente de la misma constituye la señal moduladora.

La señal de vibración emitida por un rodamiento puede contener componentes espectrales que están relacionadas con la geometría del rodamiento, el número de elementos rodantes, la velocidad de rotación, la ubicación del defecto y el tipo de carga aplicada.

Resumen características espectrales de las fallas en rodamientos.

| FRECUENCIA | DEFECTO | OBSERVACIONES |
|--|---|--|
| 1X-8X BPFI | Defecto en el aro interno | La amplitud de los armónicos a menudo supera la de la frecuencia fundamental; los defectos a menudo se producen por fuerzas del elemento rotatorio; las bandas laterales a 1X a menudo lo modulan a medida que se degrada el rodamiento. |
| 1X-8 X BPFO | Defecto en el aro externo | La amplitud de los armónicos supera la de la frecuencia fundamental. |
| 1X-N X BSF | Defectos en los elementos rodantes; a menudo resultado de una jaula rota(N= número de elementos rodantes) | Acompañados en general por defectos en el aro; el múltiplo más fuerte suele ser igual al número de elementos rodantes defectuosos. |
| FTF | Defecto en la jaula | Acompañado habitualmente por otros componentes defectuosos; puede aparecer modulando a otras frecuencias. |
| Modulación a 1X (bandas laterales, o ruido de piso. | Defectos en etapa avanzada que alteran la geometría del rodamiento. | Centros de energía dan origen a la frecuencia defectuosa, aunque esta frecuencia puede desaparecer con la degradación avanzada. |
| Suma y diferencia en frecuencias (bandas laterales) con RPM, BPFI,BPFO,BSF,FTF. | Piezas múltiples defectuosas | Daño general |
| 1X-6 X RPM | Espacios internos excesivos | Espacios excesivos acompañados generalmente de FTF que modula otras frecuencias; también puede afectar considerablemente la sensibilidad del balanceo. |
| | Rodamiento da vuelta en el alojamiento | Normalmente el múltiplo predominante es el 3XRPM |
| | Rodamiento suelto en el alojamiento | Presenta picos fuertes a 1X y 4X. |

| | | |
|---|-------------------------|---|
| | Rodamiento desalineado | La frecuencia generada es igual al número de elementos rodantes X RPM |
| Región de 900 a 1600 Hz con 3-4 picos separados entre 80 y 130 Hz. | Lubricación inadecuada. | Las amplitudes pueden aumentar 0,1-0,2 PPS; puede ser consecuencia de excitación de frecuencias naturales instaladas; también puede causar la precarga pesada de empuje si la lubricación no es correcta. |

Frecuencias de falla en rodamientos.

| ELEMENTO | SIGLA | ECUACIÓN |
|------------------|-------|--|
| Pista interna | BPMI | $\frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM$ |
| Pista externa | BPFO | $\frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM = N_b \times FTF$ |
| Elemento rodante | BSF | $\frac{P_d}{2 B_d} \left[1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right)^2 \right] \times RPM$ |
| Canastilla | FTF | $\frac{1}{2} \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cos \theta \right) \times RPM \approx 0.35 \rightarrow 0.45 \times RPM$ |

TEMAS DE CONSULTA:

Análisis de vibración en dominio de la frecuencia y del tiempo, técnicas de diagnóstico para falla en rodamientos.

BIBLIOGRAFIA:

GARCIA, Alfonso, Libro vibraciones mecánicas 2001.

SKF, Manual de mantenimiento de rodamientos.

CASTRO, Yira; PAEZ Edwin, Banco experimental para el análisis de fallas en rodamientos mediante análisis de vibraciones. Proyecto de grado, UIS 2008.

PROCEDIMIENTO:

- Dada la estructura de la asignatura, el laboratorio está dividido en tres grupos (J1, J2 y J3) se asigna una referencia diferente para cada grupo así:
 - ✓ Grupo J1 Rodamiento rígido de bolas (REF. 6204)
 - ✓ Grupo J2 Rodamiento de contacto angular de una hilera (REF. 7204)
 - ✓ Grupo J3 Rodamiento de contacto angular de dos hileras (REF. 3204)
- A partir de los datos geométricos de cada rodamiento calcular sus frecuencias características de falla.
- Seleccione la ruta FAILROAD de la base de datos del programa MTWIN y pásela a la memoria del analizador para 1800RPM para probar los rodamientos.
- Ubicar el juego de rodamientos, según el grupo en el banco experimental a 1800RPM.
- Medir los puntos de la ruta cargada en el analizador
 - ✓ Grupo J1 Punto 1 – 6
 - ✓ Grupo J2 Punto 7 – 12

✓ Grupo J3 Punto 13 – 16

- Descargar la ruta para el análisis en el programa Master Trend.
- Analice los espectros de la ruta.

ANALISIS E INTERPRETACION DE DATOS

- Realizar el análisis de los espectros y las ondas de tiempo.
- Verificar la aparición de picos en el espectro a las frecuencias de fallas en los rodamientos.
- Anote y reporte las diferencias entre las señales provenientes de rodamientos sin fallas y rodamientos con fallas, compare la teoría con la práctica.
- Verificar la aparición de impactos en la onda de tiempo.
- Verificar y concluir en que elemento del rodamiento se encuentra la falla.
- Realizar las respectivas conclusiones y observaciones pertinentes de la práctica.

OBSERVACIONES Y CONCLUSIONES

Es por parte del estudiante.

ANEXO 2. PRINCIPALES FALLAS DE RODAMIENTOS

| PRINCIPALES FALLAS DE LOS RODAMIENTOS | |
|--|---|
| Síntoma | Causa |
| DESCARRILLADO | |
| Descascarillado | 1. Carga excesiva; 2. Precarga excesiva; 3. Sobrecarga debido a dilatación por calentamiento |
| En las pistas | Presencia de basura, impurezas |
| Circunferencia sobre las pistas | Oxidación y ralladuras |
| Áreas descascarillado fuera del centro | 1- Desalineamiento de la flecha o de los alojamientos del rodamiento 2. Instalación inadecuada; 3. Desgaste |
| Descascarillado fuera del centro | Excesiva carga axial |
| Descascarillado diagonal de las pistas | 1. Flexión de la flecha; 2. Desalineamiento de los anillos interior y exterior |
| Áreas descascarilladas en los intervalos de los elementos rodantes | 1. Vibración sin rotación; 2. Oxidación |
| ATASCAMIENTO O FRENADO | |
| Cambio de color o reblandecimiento de los elementos rodantes o de las pistas | 1. Sobrecarga; 2. Lubricación inadecuada; 3. Lubricante incorrecto. |
| Daño visible | Sobrecarga |
| FRACTURA O AGRIETAMIENTO | |
| a. Fracturado b. Agrietado | 1. Descascarillado bajo impacto o durante la instalación. 2. Excesivo juego o radio grande en las esquinas. |
| DAÑO EN LA JAULA | |
| a. Daño, b. Desgaste | Carga angular, Alta velocidad de rotación |
| c. Desgaste de los alvéolos de la jaula d. Ralladuras | Lubricación inadecuada. Presencia de impurezas. |
| OXIDACIÓN | |
| a. Oxidación en todo el rodamiento | 1. Almacenaje inadecuado. 2. Dejarlos sin protección o sea desempacarlos antes de su uso. 3. Limpieza pobre. 4. Insuficiente protección contra la oxidación |
| b. Oxidación localizada. | 1. Empaque inadecuado. 2. Montaje holgado. |
| c. Corrosión en las superficies de montaje | 1. Montaje holgado. 2. Protección pobre. |
| DESGASTE | |
| a. Desgaste rápido de las pistas o de los elementos rodantes. | 1. Presencia de impurezas en el lubricante. 2. Oxidación |
| b. Desgaste de la jaula. | Lubricación inadecuada. |
| EROSIÓN ELÉCTRICA | |
| Cráteres semejantes a picaduras. | Descarga eléctrica |
| ASPEREZAS | |

| | |
|---|---|
| a. Rugosidad b. Superficies picadas. | Impurezas prensadas entre los elementos rodantes y las pistas. |
| c. Golpes durante el manejo. | Descuido en el manejo |
| d. Daños durante el montaje. | Descuido en la instalación. |
| EMBARRADURA | |
| Ralladura de los elementos rodantes o de las pistas. | 1. Lubricación inadecuada 2. Inclinação de los elementos rodantes. 3. Lubricante impropio. |
| DESLIZAMIENTO | |
| a. Desgaste de la pista en su superficie de montaje. b. Deslizamiento, decoloración. | 1. Excesivo juego interno en el montaje. 2. Holgura de la jaula. Abrasión. |

ANEXO 3. TABLA DE DIAGNOSTICO DE FALLAS EN RODAMIENTOS

2.

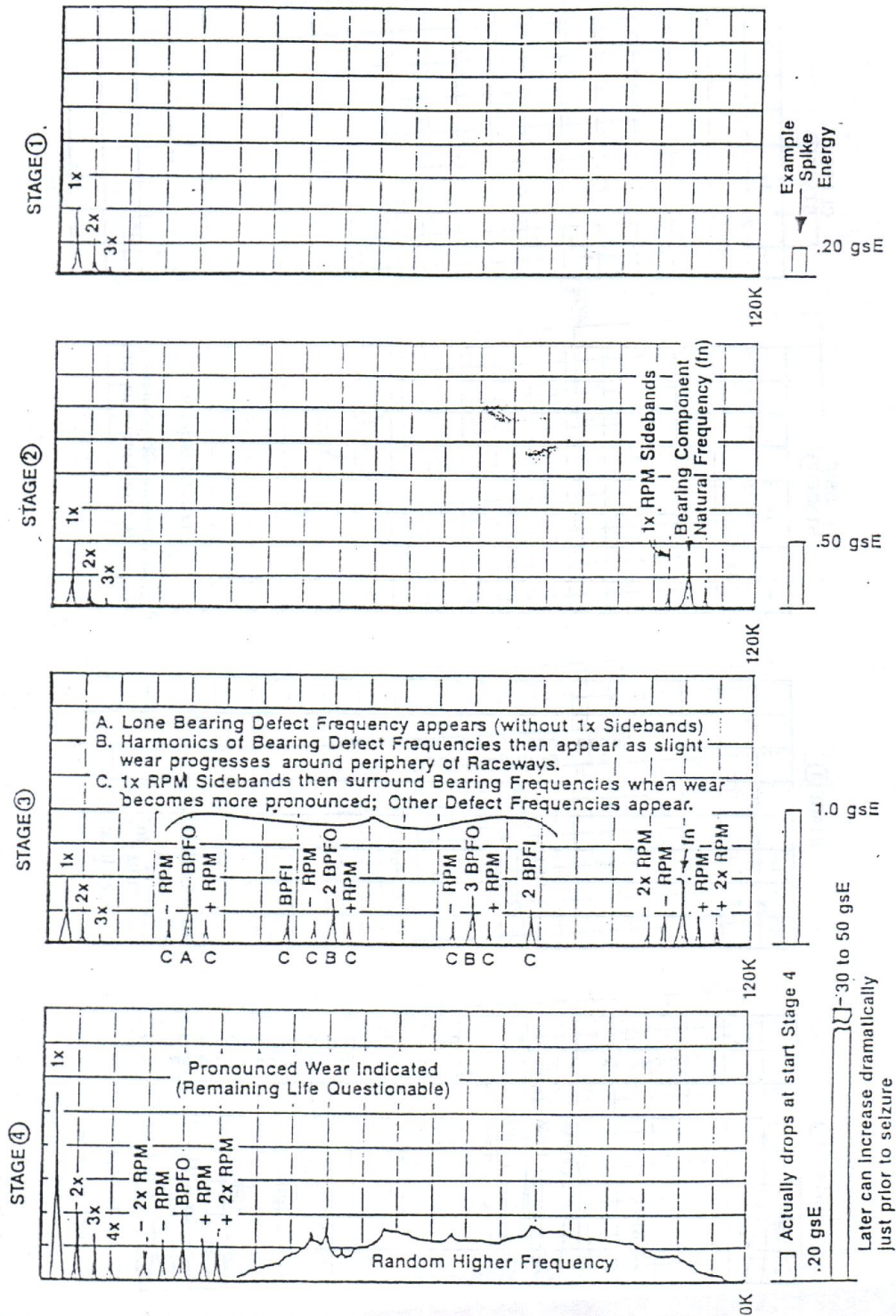
Apéndice - Tabla de Diagnóstico Rápido

| Ocurrencia | Localización (Fenómeno) | Causa | | | | | | | | | | | Notas | | |
|------------------------------|---|-----------------------------|-------------|------------------|------------------------|-------------|-------------|-----------------------|-------------------------------------|---------|----------------|---|-------|-----------|---|
| | | Manejo | | Partes coligadas | | | Lubricación | | Carga | | Rotación | | | | |
| | | Almacenamiento - Transporte | Instalación | Eje alojamiento | Dispositivos de sellos | Temperatura | Lubricante | Método de lubricación | Exceso de carga Carga de impacto | Momento | Carga muy baja | Alta velocidad Alta aceleración y desaceleración | | Vibración | Selección del rodamiento |
| 1. Descamación | Pistas y superficies del rodamiento | | ○ | ○ | ○ | | ○ | ○ | ○ | ○ | | | | ○ | |
| 2. Desgaste (peeling) | Pistas y superficies del rodamiento | | | | ○ | | ○ | ○ | | | ○ | ○ | | | |
| | Superficies externas de contacto | | | ○* | ○ | | ○ | ○ | | | | | | | |
| 3. Rayaduras | Superficie lateral del rodillo o reborde del anillo | | ○ | ○ | ○ | | ○ | ○ | ○ | ○ | | ○ | | | |
| | Superficie de la guía de la jaula o casilla de la jaula | | ○ | | ○ | | ○ | ○ | | | | | | | |
| 4. Patinaje | Pistas y superficies del rodamiento | | | | ○ | | ○ | ○ | | | ○ | ○ | | | |
| 5. Fracturas | Rebordes o elementos rodantes | ○ | ○ | ○ | | | | | ○ | ○ | | | | | |
| 6. Rajaduras y grietas | Pistas o elementos rodantes | | ○ | ○ | ○ | | | | ○ | ○ | | | | | |
| | Rebordes, superficie lateral de los rodillos o superficie de la guía de la jaula | | | ○ | | | | ○ | ○ | ○ | | | | | |
| 7. Jaula dañada | (Deformación), (Fractura) | | ○ | ○ | | | | | ○ | ○ | | | | | |
| | (Desgaste) | | ○ | | ○ | | ○ | ○ | ○ | ○ | | ○ | | | |
| 8. Abolladuras (Impresiones) | Pistas y superficies del rodamiento | | | | ○ | | | ○ | | | | | | | |
| | Pistas (contaminación de los elementos rodantes) | ○ | ○ | | | | | | | ○ | | | ○ | | |
| 9. Pitting | Pistas y superficies del rodamiento | | | | ○ | | ○ | ○ | | | | | | | |
| 10. Deterioro (Desgaste) | Pistas, superficies del rodamiento, rebordes o superficie lateral de los rodillos | | ○ | | ○ | | | ○ | ○ | | | | | | |
| 11. Corrosión por contacto | Pistas y superficies del rodamiento | ○ | ○ | ○ | | | | ○ | ○ | ○ | | ○ | ○ | | |
| | Superficies externas del agujero y anillo externo, laterales (contacto con el alojamiento y el eje) | | ○ | ○ | | | | | | ○ | | | | | |
| 12. Falso brinell | Pistas y superficies del rodamiento | ○ | | | | | | ○ | ○ | | | | ○ | | |
| 13. Deslizamiento | Superficie de ajuste | | ○ | ○ | | ○ | ○* | ○* | ○ | | | ○ | | | *Ajuste con juego |
| 14. Agarrotamiento | Pistas, elementos rodantes o jaula | | ○ | ○ | ○ | | | ○ | ○ | ○ | ○ | ○ | | ○ | |
| 15. Corrosión eléctrica | Pistas y superficies del rodamiento | | ○* | ○* | | | | | | | | | | | *Corriente eléctrica que pasa por los elementos radiantes |
| 16. Oxidación y corrosión | Pistas, elementos rodantes o jaula | ○ | ○ | | ○ | ○ | ○ | ○ | | | | | | | |
| 17. Falla de instalación | Pistas y superficies del rodamiento | | ○ | ○ | | | | | | | | | | | |
| 18. Sobre calentamiento | Pistas, elementos rodantes o jaula | | | | | ○ | ○ | ○ | | | | | | | |

Nota: Esta tabla solamente describe las ocurrencias mas comunes , sus causas y síntomas. Se debe utilizarla apenas como referencia.

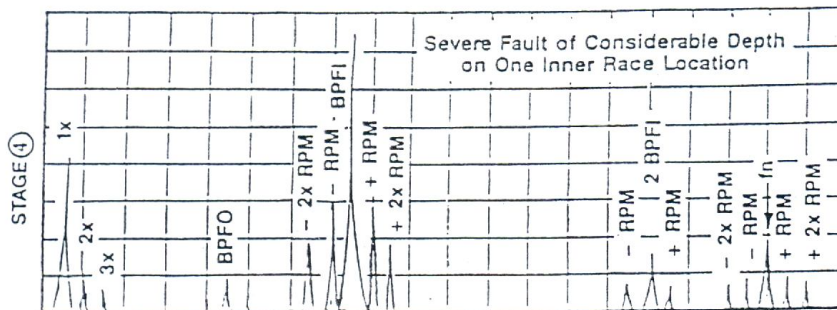
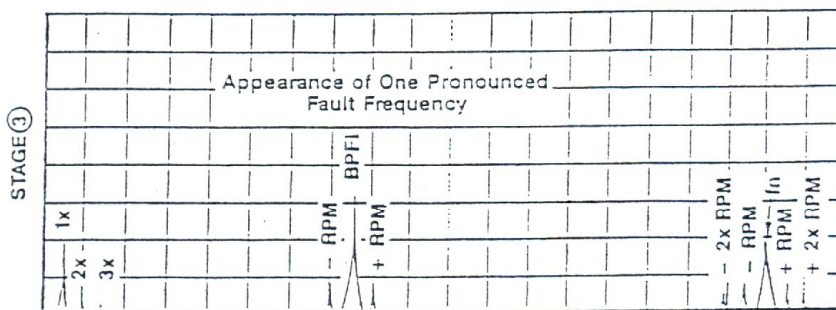
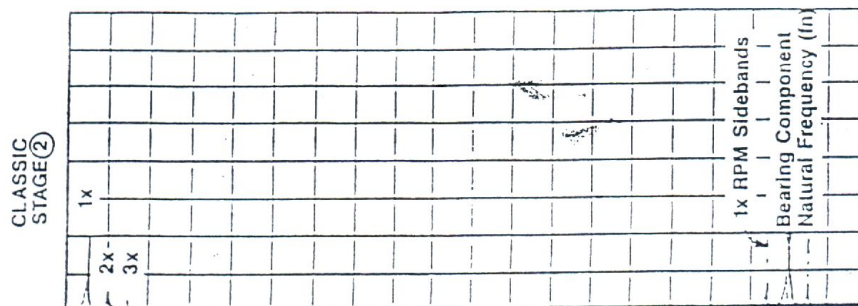
ANEXO 4. ETAPAS PRINCIPALES DE FALLA DE RODAMIENTOS

4 PRIMARY FAILURE STAGES THRU WHICH MOST ROLLING ELEMENT BEARINGS PASS (VELOCITY SPECTRA) (Scenario A)



ANEXO 5. DETERIORO CONTINUO DE UNA FALLA EN UNA PISTA

CONTINUED DETERIORATION OF ONE PRONOUNCED FAULT ON A RACEWAY (SCENARIO B)



ANEXO 6. DESGASTE PROGRESIVO A LO LARGO DE LA PERIFERIA DE UNA PISTA

CONTINUAL WEAR THROUGHOUT THE PERIPHERY OF ONE RACEWAY
(SCENARIO C)

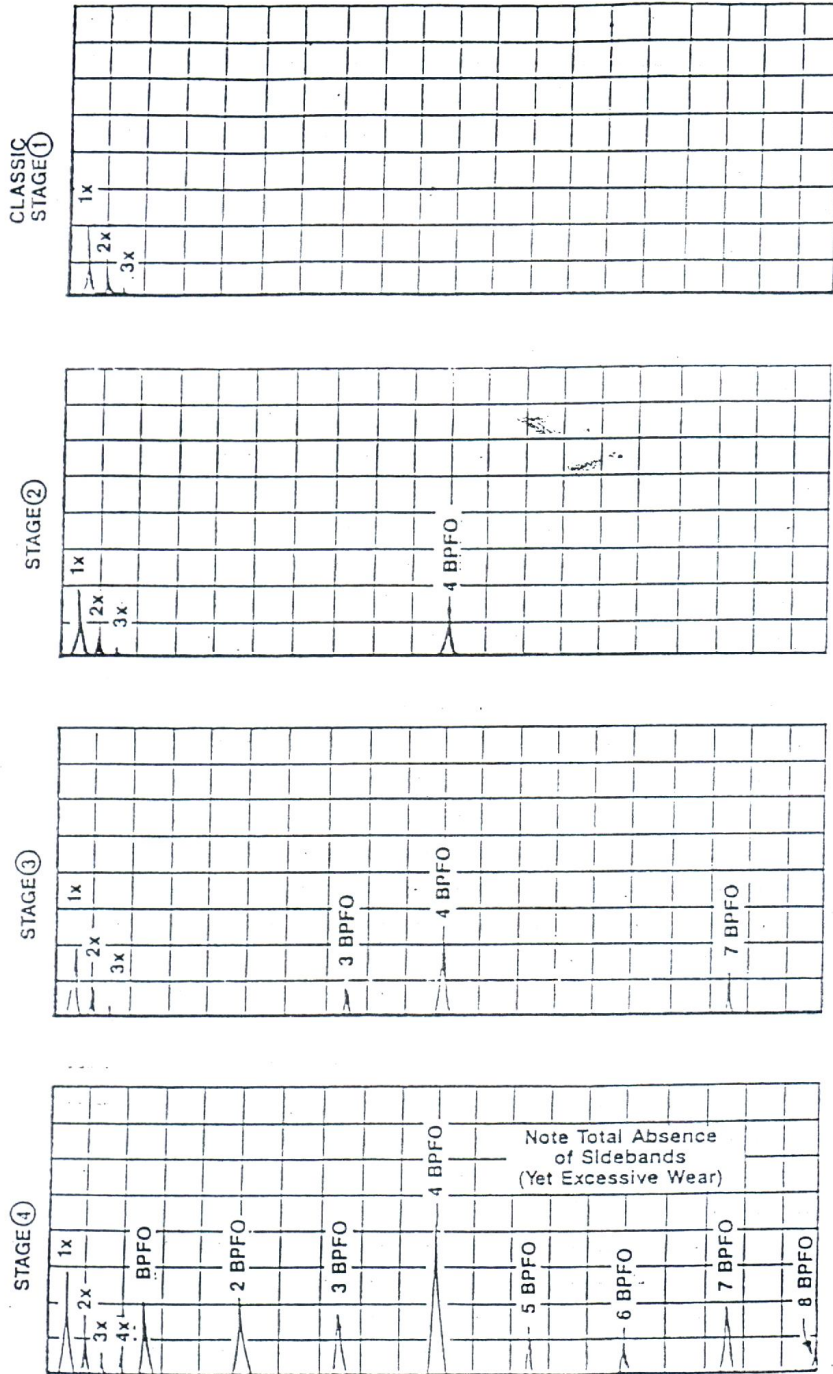
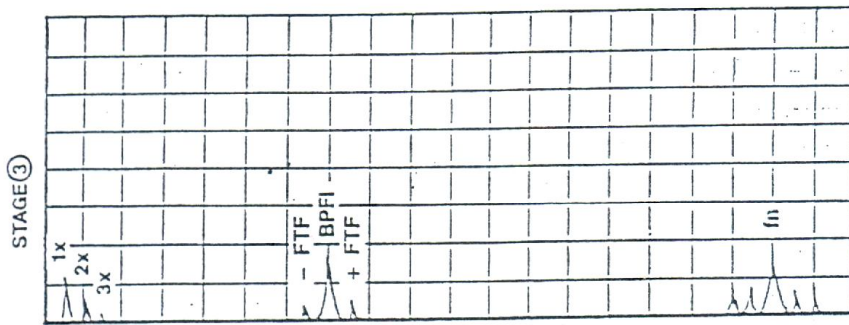
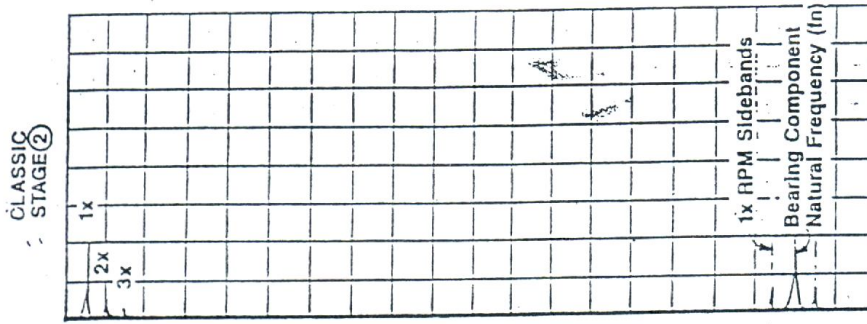
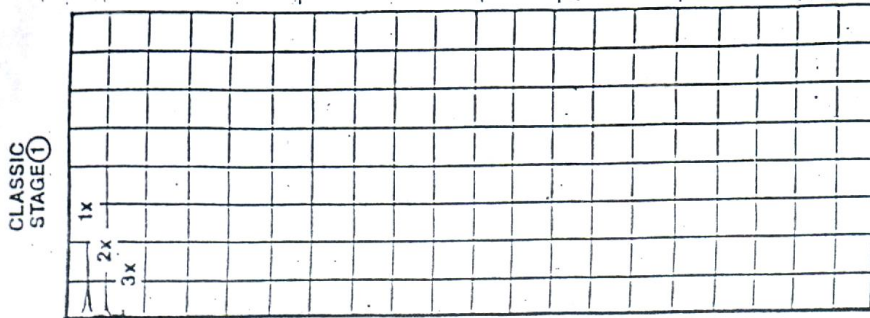


FIGURA 3.30

ANEXO 7. DESARROLLO DE UNA FALLA COMO BANDA LATERAL.

DEVELOPMENT OF A SERIOUS FAULT FREQUENCY ACTING AS SIDEBAND RATHER THAN A FUNDAMENTAL (SCENARIO D)



ANEXO 8. DETERIORO DE LA CONDICION FINALIZANDO CON SOLTURA MECANICA SEVERA DEL RODAMIENTO SOBRE EL EJE.

BOA 11 CONDITION DETERIORATION ENDING EITHER WITH SEVERE MECHANICAL LOOSENESS OR THE BEARING TURNING ON THE SHAFT (SCENARIO E)

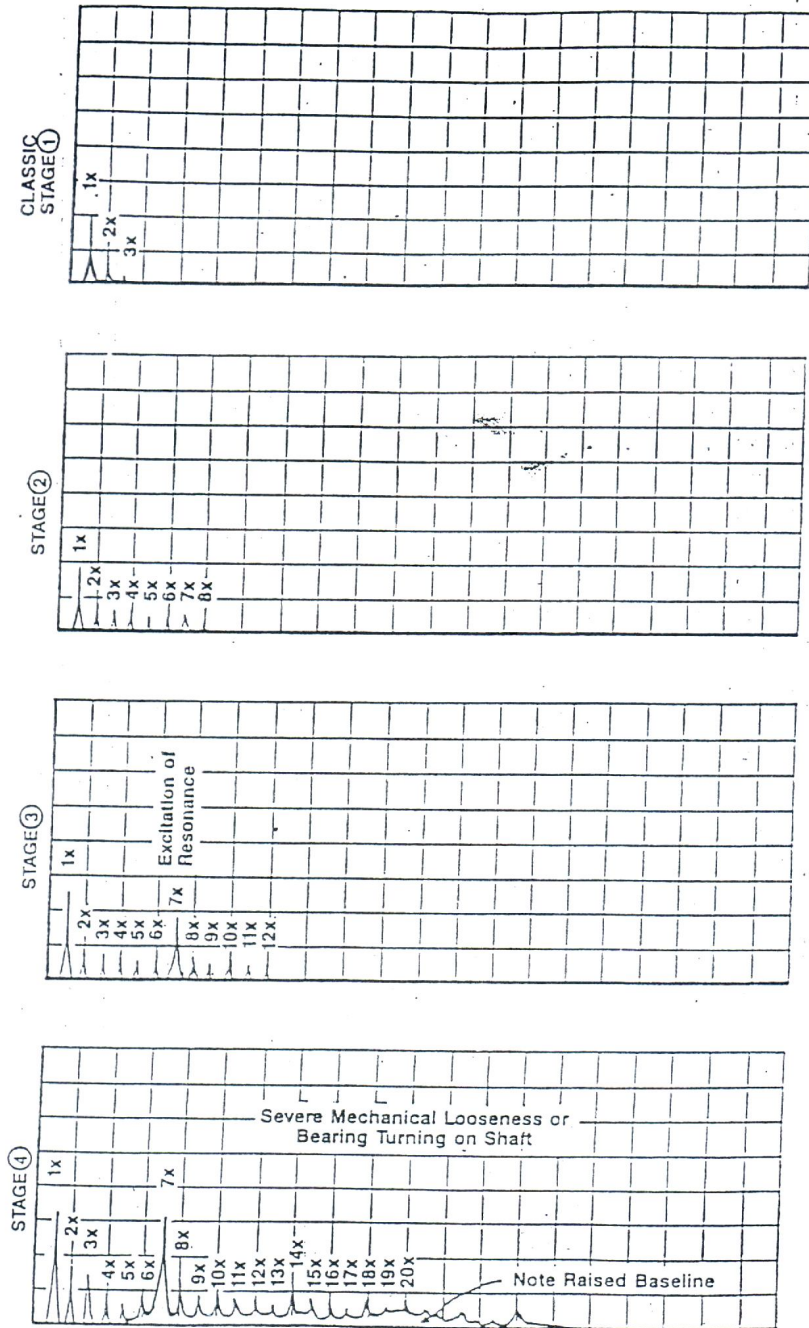


FIGURA 3.32

ANEXO 9

MODULACION EXCESIVA AL 1X ALREDEDOR DE LAS FRECUENCIAS DE FALLA, FINALIZANDO CON ARMÓNICOS DE LA VELOCIDAD DE GIRO CAUSADO POR DESCASCARADO EXCESIVO.

DEVELOPMENT OF EXCESSIVE 1x RPM MODULATION ABOUT RACE FREQUENCIES ENDING UP WITH RUNNING SPEED HARMONICS CAUSED BY EXCESSIVE FATIGUE SPALLING ON RACEWAYS (SCENARIO F)

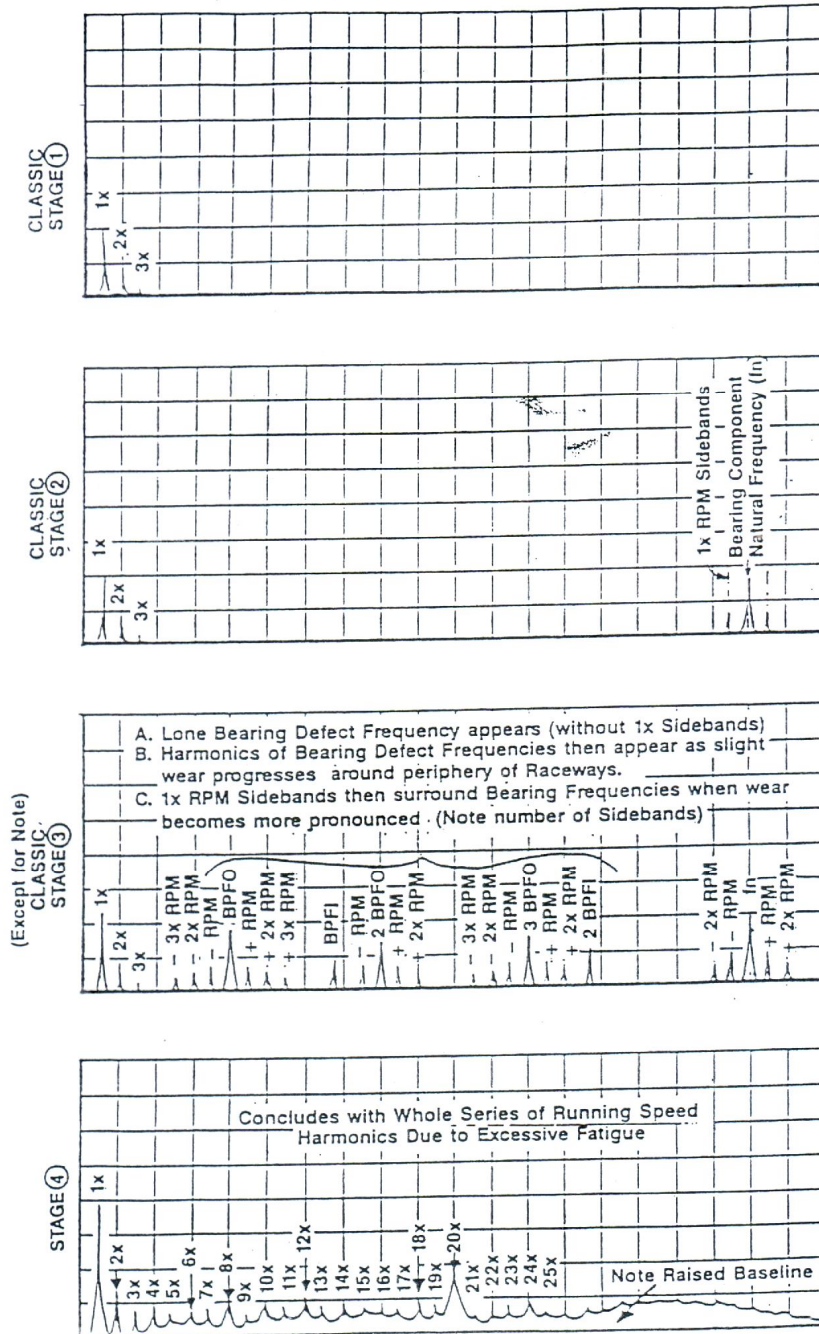


FIGURA 3.33

ANEXO 10. DEFECTO MARCADO DE PISTA EXTERIOR EN RODAMIENTO.

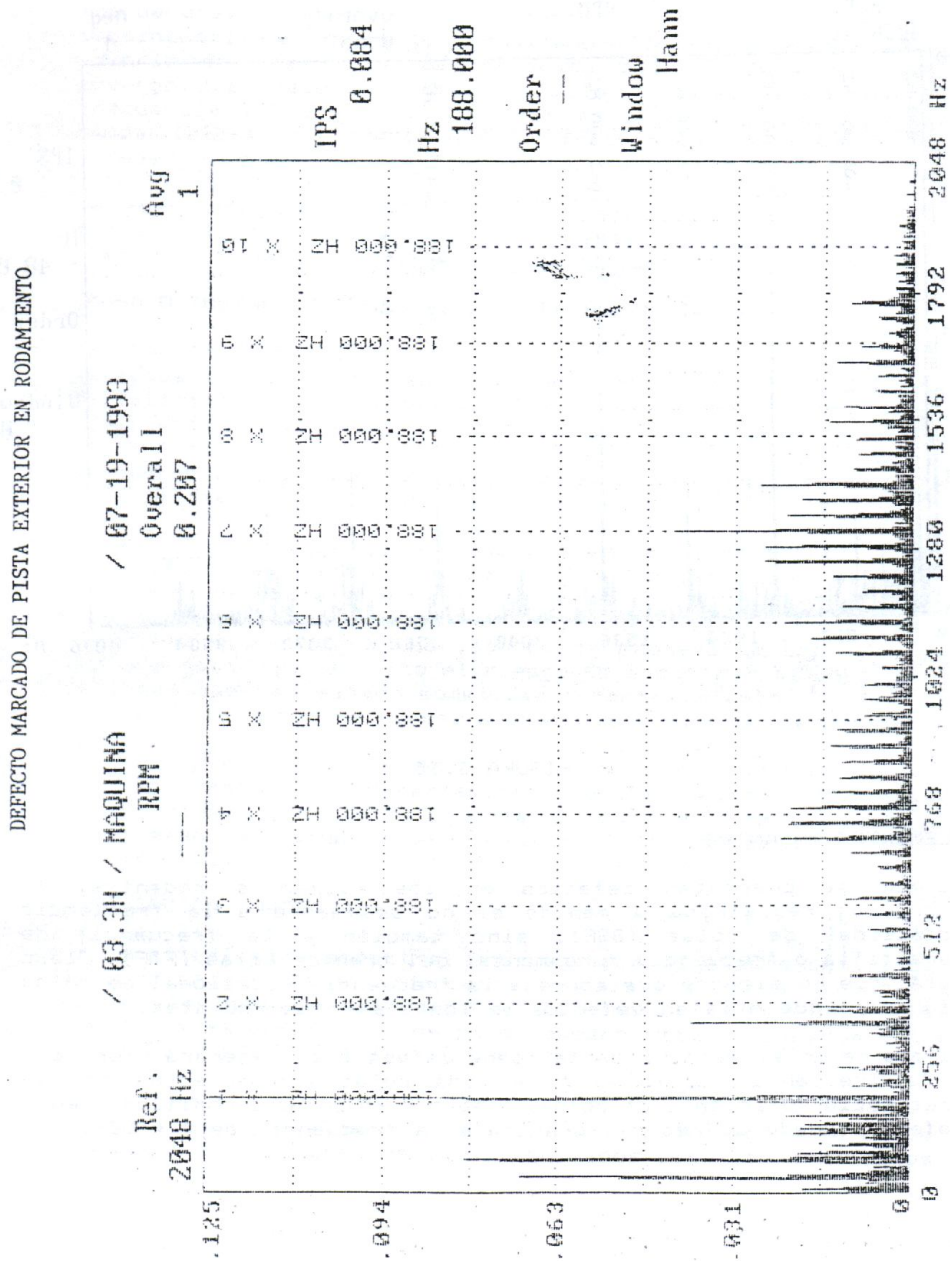


FIGURA 3.34

ANEXO 11. PROPIEDADES MECÁNICAS ACERO SAE 1045

SOLDADURA

Este acero se puede soldar fácilmente, se recomienda soldadura A.W.S clase E-6010, E-6011, E-6013 de la American Welding Society.

ACERO SAE 1045

DIN CK - 45
UNI C - 45
AFNOR XC - 45
SAE 1045

CARACTERÍSTICAS DE EMPLEO

SAE 1045 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. Frecuentemente se utiliza para elementos endurecidos a la llama ó por inducción. Este acero puede ser usado en condiciones de suministro: laminado en caliente o con tratamiento térmico (templado en aceite y revenido; ó templado en agua y revenido).

SAE 1045 es un acero de baja templabilidad que puede ser endurecido totalmente en espesores delgados por temple en agua. En secciones más gruesas se puede obtener un endurecimiento parcial de la sección de la pieza y el incremento de la resistencia será proporcional a la capa o espesor endurecido, al ser deformado en frío se presenta un incremento en la dureza y la resistencia mecánica.

| COMPOSICION QUÍMICA | C % | Mn % | P máx. % | S máx. % | Si máx. % |
|----------------------|--------------|------------|----------|----------|------------|
| Análisis típico en % | 0.43 0.50 | 0.6 0.9 | 0.04 | 0.05 | 0.2 0.4 |

Estado de suministro: Recocido

Dureza de suministro: 160 - 200 Brinell

PROPIEDADES FÍSICAS

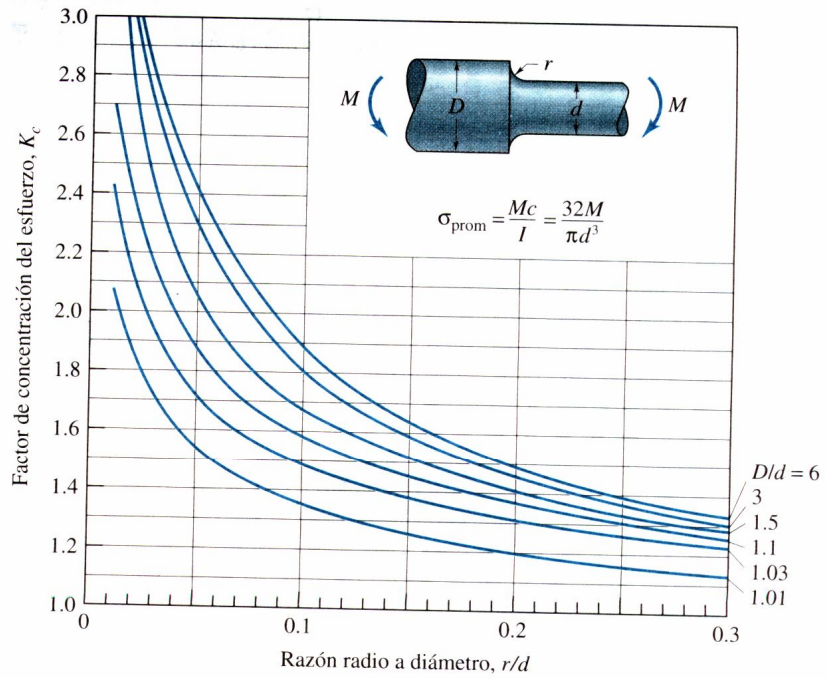
Estos valores son obtenidos a partir de probetas bajo condiciones específicas de laboratorio y deben ser usados como referencia.

- Densidad \square 7.85 gr/cm³.
- Módulo de elasticidad \square 2 x 10¹¹ Pa (24 x 10⁶ PSI).
- Conductividad térmica \square 52 W/(m·°C).
- Calor específico J/(Kg·K) \square 460
- Coefficiente de Poisson \square 0,3
- Resistividad eléctrica (microhm-cm):
a 32°F = 16.2
a 212°F = 22.3
- Coefficiente de dilatación térmica / °C
(20 - 100°C) 12.3 x 10⁻⁶
(20 - 200°C) 12.7 x 10⁻⁶
(20 - 400°C) 13.7 x 10⁻⁶

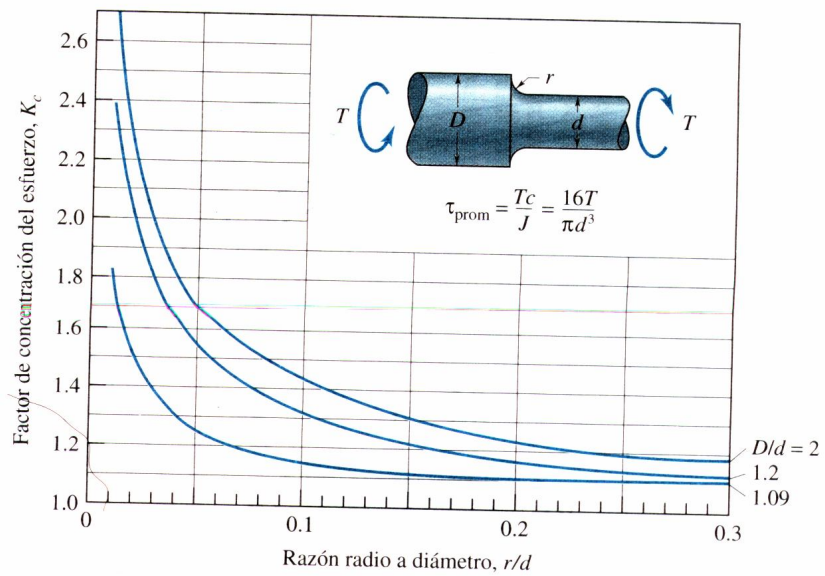
| PROPIEDADES TÍPICAS A TEMPERATURA AMBIENTE SIN ENDURECIMIENTO | | | |
|---|----------------------|-------------|----------|
| Diámetro de la barra: 12 a 38 mm | | | |
| Propiedad | Laminado en caliente | Normalizado | Recocido |
| Resistencia a la tracción MPa | 655 | 655 | 620 |
| Punto de fluencia MPa | 413 | 413 | 379 |
| % de elongación | 23 | 23 | 26 |
| % de reducción de área | 44 | 45 | 53 |
| Dureza brinell (3000 kg.) | 190 | 190 | 180 |

ANEXO 12. FACTOR DE CONCENTRACION DE ESFUERZOS K_c

[Tomado del libro de diseño de elementos de maquinas de Hamrock]



a)



b)

ANEXO 13. FACTORES q Y K_f

[Tomado del libro de diseño de elementos de maquinas de Hamrock]

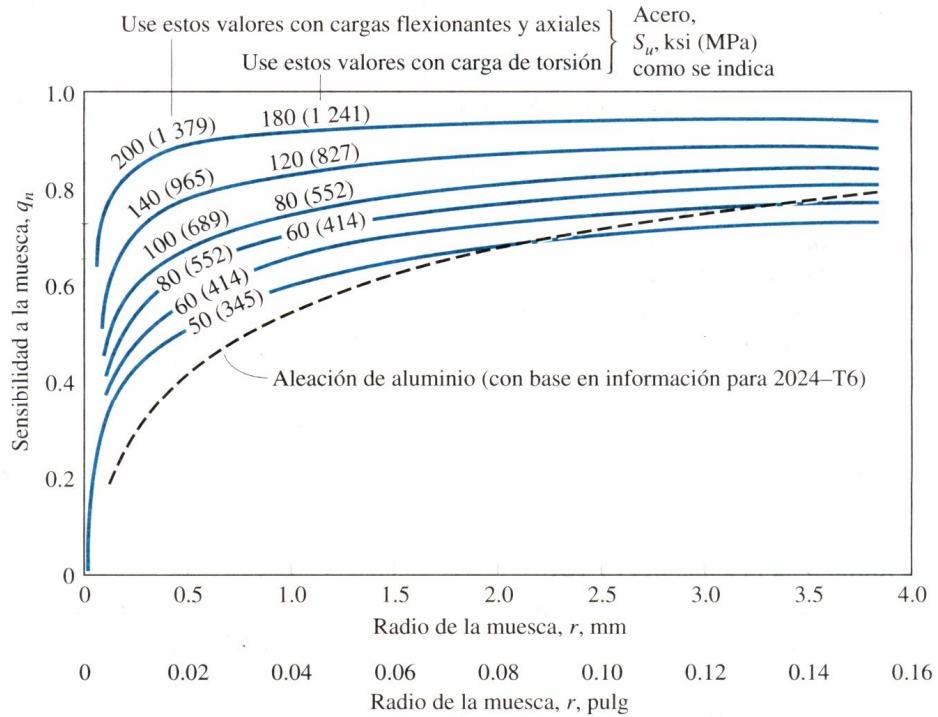


Figura a Sensibilidad a la muesca como una función del radio de la muesca para varios materiales y tipos de carga. [Adaptada de Sines y Waisman (1959).]

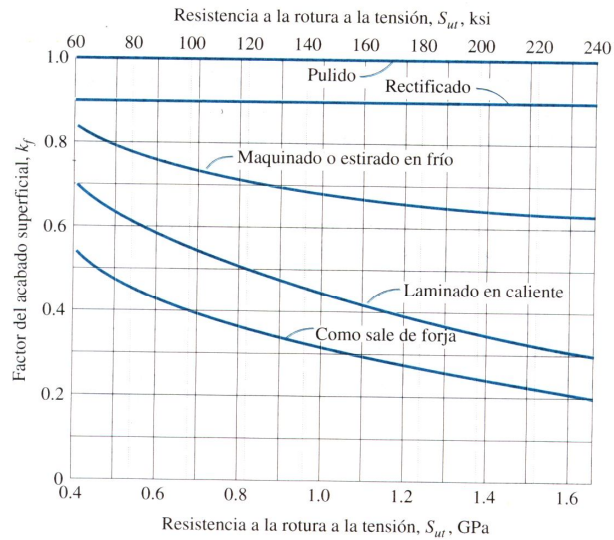


Figura b Factores del acabado superficial para el acero. a) Como una función de la resistencia a la rotura a la tensión para diferentes procesos de maquinado. [Adaptada de Shigley y Mitchell (1983).]

b)